

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Этот электронный документ предназначен только для частного использования в образовательных целях.

Любая форма продажи и перепродажи этого электронного документа **запрещена!**

Переведён в формат DeJaVue (.djvu) и снабжён гиперссылками **by SPA**.
Если у Вас есть замечания и предложения, касающиеся этого документа, прошу обращаться на e-mail vniiam@inbox.ru.

Май , 2004 год.

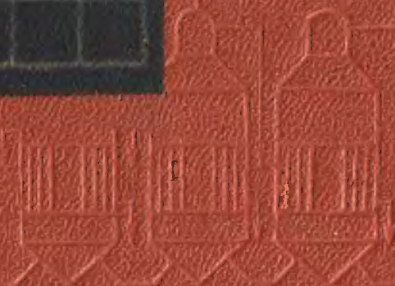
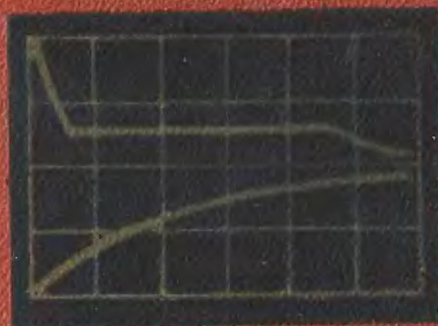
ПЕРЕЙТИ К ОГЛАВЛЕНИЮ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

621.1
Б194

А. М. Баклаотов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МОНТАЖ
И ЭКСПЛУАТАЦИЯ
ТЕПЛО-
ИСПОЛЗУЮЩИХ
УСТАНОВОК



А. М. БАКЛАСТОВ

2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика» высших учебных заведений



«ЭНЕРГИЯ»

Москва 1970

62.1
БП2.2
Б 19 4
УДК 621.1 (075.8)

Бакластов А. М.

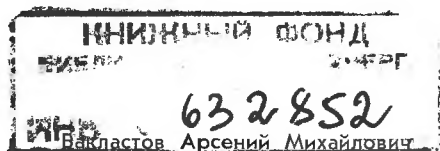
Б 19 Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. Учеб. пособие для студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика» высших учебных заведений. М., «Энергия», 1970

568 с. с илл.

В книге изложены теоретические основы некоторых энергетических процессов, описаны схемы и конструкции типовых теплоиспользующих установок и их элементов, приведены методы расчета и последовательность их проектирования. Рассмотрены также вопросы изготовления теплообменных аппаратов, монтажа и эксплуатации теплоиспользующих установок.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов высших технических учебных заведений по специальности «Промышленная теплоэнергетика» (0308). Содержание книги соответствует программе курса «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок». Книга может быть использована в качестве учебного пособия при курсовом и дипломном проектировании, а также быть пособием для инженеров и техников, работающих в области проектирования, монтажа и эксплуатации промышленных теплоиспользующих установок.

3-2-2
7-70



БП2.2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ
ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

Редактор М. С. Аронович
Ведущий редактор Л. Н. Синельникова
Технический редактор В. М. Скитина
Корректор И. А. Володяева

Сдано в набор 9/VI—1970 г. Подписано к печати 27/XI—1970 г. Т-18707.
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 2 Усл. печ. л. 32,65
Уч.-изд. л. 29,82 Тираж 22 000 экз. Цена 1 р. 38 к. Зак. 656

Издательство «Энергия». Москва, М-114. Шлюзовая наб., 10.

Владимирская типография Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Гор. Владимир, ул. Победы, д. 18-6

ПРЕДИСЛОВИЕ

В последние годы более чем в сорока вузах страны готовят инженеры по специальности «Промышленная теплоэнергетика» (0308). Кроме общего курса «Теплоиспользующие установки», который слушают все студенты названной специальности, многие из них изучают спецкурс «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок», выполняют курсовые и дипломные проекты. Настоящая книга соответствует типовой программе и является учебным пособием по курсу «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок».

На основе настоящей книги студенты могут также выполнять курсовые и дипломные проекты по теплоиспользующим установкам.

Первый раздел книги — «Проектирование теплоиспользующих установок» — предназначен для ознакомления с правилами и методами выбора оборудования, используемого в теплоприготовительных установках и технологических процессах. В нем описаны методы расчета и последовательность проектирования рекуперативных теплообменников и выпарных аппаратов, смесительных и ректификационных колонн, абсорбционных и парожеткорных холодильных установок, а также вспомогательного оборудования к ним. В книге приведены методы расчета и выбора электронагревателей.

Развитие автоматизации технологических процессов и необходимость управления агрегатами при переменных режимах их работы вызвали необходимость привести в книге основные сведения о динамике процессов тепло- и массообмена в некоторых аппаратах. Глава 7 — «Динамика процессов тепло- и массообмена» — написана канд. техн. наук Г. И. Светозаровой.

Во втором разделе книги излагаются современные методы изготовления и монтажа теплоиспользующего оборудования, приведены важные инструктивные и нормативные положения законодательных органов, содержатся основные сведения по эксплуатации и ремонту оборудования и охране труда в соответствующих производствах. По замыслу автора книга может служить пособием для изучения вопросов монтажа и эксплуатации теплоиспользующих установок в период прохождения студентами производственной практики.

Автор выражает глубокую благодарность заслуженному деятелю науки и техники РСФСР, доктору техн. наук, проф. П. Д. Лебедеву (МЭИ) за помощь в определении содержания рукописи, доктору техн. наук, проф. Л. С. Аксельроду, канд. техн. наук, доц. К. И. Лебедеву (МИХМ) и коллективу кафедры Процессы и аппараты (КПИ), возглавляемому доктором техн. наук, проф. И. И. Черныбыльским, за ценные указания и советы при рецензировании рукописи.

Особую признательность автор выражает канд. техн. наук, доценту М. С. Ароновичу за большой труд по редактированию книги.

Автор

О НОВЫХ ГОСУДАРСТВЕННЫХ СТАНДАРТАХ НА ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЙ

1 июля 1962 г. в СССР введен ГОСТ 8550-61 на тепловые единицы и 1 января 1963 г. ГОСТ 9867-61 «Международная система единиц (СИ)», частями которой являются система МКС для механических единиц и система МКСТ для тепловых единиц.

Основными единицами измерения в системе МКС являются метр (единица длины), килограмм (единица массы) и секунда (единица времени). Дополнительной единицей для тепловых измерений служит градус Кельвина. Все остальные единицы измерения являются производными. Так, например, в системе МКС единицей силы является ньютон (*н*), равный силе, сообщаемой единице массы — килограмму — ускорение в один метр в секунду в квадрате. Тем самым достигается отчетливое разграничение между единицей массы (*кг*) и единицей силы (*н*), имеющими разные наименования. Размерности основных единиц удобны для практических целей.

В настоящее время для механических измерений в теплотехнике широко применяется так называемая техническая система единиц измерения, для тепловых измерений — внесистемная единица — калория и другие основанные на ней единицы измерения.

Однако многие используемые в настоящее время для проектирования теплоиспользующей аппаратуры справочные и нормативные материалы пока не переведены в систему единиц СИ; многие расчетные формулы, таблицы и диаграммы основаны на коэффициентах, полученных экспериментально на основе старой системы единиц. Некоторое время наряду с системой СИ будут применяться старые единицы измерения.

В книге используются техническая система единиц измерения и тепловые единицы на основе калорий.

Для перевода основных применяющихся в настоящее время механических и тепловых единиц в систему «СИ» ниже приводятся соотношения между старыми и новыми единицами.

единица силы — ньютон (*н*):

$$1 \text{ н} = 0,101972 \text{ кг};$$

единица работы и энергии — джоуль (*дж*):

$$1 \text{ дж} = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{м} = 0,27778 \cdot 10^{-6} \text{ квт} \cdot \text{ч} = 0,238846 \cdot 10^{-3} \text{ ккал};$$

единица мощности — ватт (*вт*):

$$1 \text{ вт} = 0,0013596 \text{ л. с.} = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{м/сек} = 0,859845 \text{ ккал/ч};$$

единица давления (напряжения) — ньютон на квадратный метр:

$$1 \text{ н/м}^2 = 0,101972 \text{ кг/м}^2 = 1,01972 \cdot 10^{-5} \text{ кг/см}^2 = 1,01972 \cdot 10^{-7} \text{ кг/мм}^2;$$

единица динамической вязкости — ньютон-секунда на квадратный метр:

$$1 \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2 = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = 0,28326 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{ч/м}^2;$$

единица теплоемкости — джоуль на килограмм и градус:

$$1 \text{ дж/кг} \cdot \text{град} = 0,238846 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

единица теплоотдачи и теплопередачи — ватт на квадратный метр и градус:

$$1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град} = 0,860 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} =$$

$$= 0,239 \cdot 10^{-4} \text{ кал/см}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град};$$

единица теплопроводности — ватт на метр и градус:

$$1 \text{ вт/м} \cdot \text{град} = 0,860 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град} =$$

$$= 2,39 \cdot 10^{-3} \text{ кал/см} \cdot \text{сек} \cdot \text{град} = 0,001 \text{ квт/м} \cdot \text{град}.$$

Раздел первый

Проектирование теплоиспользующих установок

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование теплоиспользующих установок складывается из трех стадий: составления проектного задания, разработки технического проекта и выполнения рабочих чертежей. В некоторых случаях стадии проектирования могут совмещаться.

Проектное задание включает в сокращенном виде исходный материал для проектирования, например, техническое задание, содержащее принципиальные требования и пожелания к проекту, основные технологические чертежи, исходные условия и материалы для проектирования (географическая привязка, сырьевая база, источники энергии).

В соответствии с проектным заданием проектируемый объект должен отвечать определенным технологическим и экономическим требованиям. По технологическим требованиям объект должен полностью соответствовать рабочим чертежам и техническим условиям выпуска заданной продукции. По экономическим требованиям сооружение объекта должно вестись с минимальными затратами труда и с минимальными издержками производства. Проектное задание получается наиболее полноценным, если в его составлении принимают участие специалисты, хорошо знакомые с современными аналогичными объектами и с общим направлением проектирования.

Задача проектирования теплоиспользующих и технологических объектов характерна многовариантностью возможных решений. Из нескольких возможных вариантов выполнения проектного задания, равноценных с позиций технических требований, выбирается наиболее эффективный и рентабельный.

В техническом проекте дается окончательное техническое решение вопросов, поставленных в проектном задании, включающее следующие основные элементы:

1) принципиальные схемы технологического процесса, основные исходные технологические и энергетические параметры и схемы управления, контроля и автоматизации объекта;

2) чертежи общих видов основных технологических агрегатов и нестандартного вспомогательного оборудования;

3) компоновочные и строительные чертежи с необходимым количеством планов на различных отметках по высоте здания;

4) развернутые схемы энерго-, водо- и газоснабжения;

5) спецификации на все серийное и стандартное вспомогательное оборудование, контрольно-измерительные приборы и элементы схемы автоматизации и защиты;

6) перечень особых требований по технике безопасности, противопожарной, грозовой, паводковой и других видов защиты объекта;

7) сметы на оборудование, монтаж и наладку;

8) сметы на пробную эксплуатацию смонтированного оборудования;

9) пояснительную записку.

На основании технического проекта заказывают основное и вспомогательное оборудование, приборы контроля и автоматического регулирования и определяют объем затрат на реализацию проекта. После рассмотрения специалистами и утверждения проекта приступают к выполнению рабочих чертежей и к составлению спецификации на строительные материалы, трубы, арматуру, кабели, монтажное оборудование и инструменты, вспомогательные материалы и средства механизации.

Комплект рабочих чертежей состоит из следующих частей:

1) чертежей транспортных, энергетических и канализационных коммуникаций;

2) строительных и монтажных чертежей;

3) чертежей основного оборудования в сборе со всеми коммуникационными трубопроводами, лестницами и площадками обслуживания и стационарными подъемно-транспортными устройствами;

4) чертежей узлов и отдельных элементов оборудования;

5) чертежей монтажно-коммуникационных схем щитов, пультов управления и установки приборов контроля и регулирования;

6) чертежей различных специальных конструкций.

При изготовлении рабочих чертежей следует широко применять разработанные проектными организациями типовые чертежи и только в виде исключения выполнять специальные рабочие чертежи. В ряде случаев при наличии опытного монтажного персонала объем рабочих чертежей можно существенно сократить.

В настоящем разделе содержатся основные сведения, необходимые при техническом проектировании важнейших аппаратов теплоиспользующих установок, охватывающем вопросы теплового, технологического и конструктивного расчетов; кроме того, приводятся способы конструктивного оформления агрегатов, узлов и деталей этих установок.

Глава первая

КОНСТРУИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

1-1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменные аппараты широко распространены в современной технике и имеют весьма многообразное назначение. Вместе с тем все они должны отвечать определенным общим требованиям, которые являются исходными при проектировании аппаратов. К этим требованиям относятся: высокая тепловая производительность и экономичность в работе; обеспечение заданных технологических условий процесса и высокого качества готового продукта; простота конструкции, дешевизна материалов и изготовления, компактность и малый вес аппарата; удобство монтажа, доступность и быстрота ремонта, надежность в работе, длительный срок службы; техническое и эстетическое соответствие времени проектирования; соответствие требованиям охраны труда, государственным стандартам, ведомственным нормам и правилам Госгортехнадзора.

Каждое из этих требований достигается определенными приемами и методами.

Высокая тепловая производительность теплообменного аппарата определяется многими факторами, в первую очередь интенсивным теплообменом, высокой теплопроводностью материала, малым заносом поверхностей теплообмена, своевременной продувкой и промывкой внутренних пространств аппарата, поддержанием оптимального режима работы. Экономичность работы аппарата может быть достигнута малыми затратами энергии на прокачивание теплоносителей, минимальным уносом технологического продукта с продувочными газами и промывными водами, удлинением межремонтных кампаний, максимальной механизацией и автоматизацией обслуживания. Заданные технологические условия процесса (температура, давление, химический состав и концентрация среды, время технологической обработки) и высокое качество продукции обеспечиваются выбором оптимальных температур теплоносителей, правильным расчетом поверхности теплообмена, подбором надлежащих конструкционных материалов, не вступающих в химическое взаимодействие со средой, выбором наивыгоднейших скоростей теплоносителей, строгой цикличностью или непрерывностью процесса и удобством его регулирования. Простота конструкции, дешевизна, компактность и малый вес аппарата достигаются при проектировании правильным выбором типа аппарата, формы поверхности теплообмена, стоимостью конструкционных материалов, степенью сложности основных деталей и узлов. Удобство монтажа и ремонта, а также надежность в работе и длительный срок службы определяют в первую очередь удачной конструкцией аппарата, высокой точностью расчетов на прочность и технологических расчетов, типизацией деталей и узлов и наличием их минимального запаса, соблюдением графиков и высоким качеством осмотров, испытаний и ремонтов.

Проектируемый аппарат должен отвечать достижениям науки и техники в области теории теплообмена, гидродинамики, новых конструкционных материалов и технической эстетики.

Строгое соблюдение применения стандартов, технических условий и норм при проектировании (например, системы допусков) удешевляет конструирование, изготовление, транспортирование и эксплуатацию теплооб-

менных аппаратов. В частности, необходимо строго соблюдать условия габаритности проектируемого оборудования, которые для перевозки по железным дорогам СССР сформулированы в ГОСТ 9238-59, а для перевозок речным транспортом — в межреспубликанских технических условиях МРТУ 2-04-10-63.

Выполнение правил Госгортехнадзора гарантирует прочность и безопасность эксплуатации оборудования.

При конструировании аппаратов не следует применять большое число типоразмеров даже стандартных деталей, узлов или марок материалов, это упрощает изготовление и ремонт оборудования.

Перечисленные выше требования и условия не исчерпывают всех факторов, имеющих важное значение при проектировании теплообменной аппаратуры. Однако даже краткий их перечень говорит об их многообразии. Поэтому все требования выполнить в полной мере невозможно. Максимально полное выполнение этих противоречивых требований и составляет основу рационального конструирования тепловых устройств.

1-2. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КОНСТРУКЦИЮ, ВЕС И РАЗМЕРЫ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Конструкция и размеры любого теплообменного аппарата не являются случайными, а вытекают из требований, которым он должен удовлетворять в работе, и условий его изготовления. Производительность по готовому или исходному материалу, свойства и параметры теплоносителей и конструкционные материалы определяют размеры аппарата. Давление и температура обрабатываемых веществ, характер и степень динамичности нагрузки, конфигурация напряженных элементов определяют конструкцию и размеры деталей и прочность аппарата. Технология изготовления, определяемая технической оснащенностью завода-изготовителя, и серийность изделия влияют на форму, толщину стенок, эстетичность, надежность и стоимость аппарата.

Во всех случаях выбора или проектирования теплообменников следует иметь в виду, что аппараты периодического действия почти всегда уступают аппаратам непрерывного действия. Последние более производительны, имеют меньшие тепловые потери, обеспечивают бо-

лее высокое качество готового продукта и удобны в отношении применения автоматизации.

В выборе конструкции теплообменника определяющими являются обычно вес, объем и длина аппарата.

Снижение веса теплообменника при проектировании имеет важное значение в экономии расхода конструкционных материалов. Нередко снижение веса улучшает динамические характеристики теплообменного аппарата. Для всех установок, монтируемых на локомотивах, кораблях, самолетах и передвижных установках, снижение веса аппарата является одной из главнейших задач при проектировании.

Полный вес кожухотрубчатого теплообменного аппарата складывается из веса поверхности теплообмена G_{π} и веса кожуха (включая трубные решетки) G_{κ} :

$$G_{\text{т.а}} = G_{\pi} + G_{\kappa}. \quad (1-1)$$

Каждое из этих слагаемых зависит от целого ряда зависимых и независимых переменных (температуры, давления, плотности и скорости теплоносителей, качества конструкционных материалов, размеров поверхности теплообмена и др.), и точный подсчет их после аналитического выражения может быть произведен с помощью электронной цифровой вычислительной машины. Однако для приближенного технико-экономического расчета величины G_{π} и G_{κ} можно определить по эскизам или чертежам проектируемого аппарата.

Наибольшее значение для снижения веса теплообменного аппарата имеют уменьшение диаметра труб, увеличение скорости теплоносителей и снижение давления в трубном и межтрубном пространствах.

Изменение длины труб аппарата незначительно сказывается на его весе. Вес аппарата растет с увеличением плотности конструкционных материалов (ρ_m) и снижается с увеличением допускаемого напряжения $\sigma_{\text{доп}}$.

Вес аппарата обратно пропорционален средней разности температур между теплоносителями $\Delta t_{\text{ср}}$. Однако увеличение абсолютных значений температур может привести к снижению $\sigma_{\text{доп}}$. Увеличение $\Delta t_{\text{ср}}$ может быть достигнуто применением теплоносителей с резко выраженной зависимостью теплоемкости от температуры. Тогда при больших значениях конечных разностей на концах теплообменника средняя интегральная разность может резко возрасти.

При большом различии коэффициентов теплоотдачи на внутренней и внешней сторонах разделительной стенки из-за различия физических свойств теплоносителей эффективным средством уменьшения веса аппарата является оребрение теплопередающей поверхности.

Замена воды и водяного пара высокотемпературными теплоносителями позволяет резко снизить давление и повысить температурные напоры. Оба эти фактора способствуют уменьшению веса аппарата даже при снижении численных значений коэффициентов теплоотдачи.

Одним из способов снижения веса теплообменного аппарата при проектировании установки может быть отказ от многоходового кожухотрубчатого теплообменника в пользу змеевикового аппарата за счет снижения веса кожуха, трубных решеток, отсутствия перегородок и т. д., особенно при высоком давлении одного из теплоносителей.

Объем теплообменного аппарата имеет важное значение в целом ряде специальных устройств. Для анализа задачи составляют уравнение зависимости между объемом аппарата и независимыми переменными [Л. 40], затем одним из методов производят минимизацию объема; соответствующее значение переменных определяет режим работы аппарата, отвечающий минимальному объему.

Длина труб сказывается на результатах расчета аппарата только в теплообменниках малой длины специальных конструкций, так как рекомендуемые в литературе формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи с помощью Re и Pr справедливы для отношений длины к диаметру труб $l/d > 50$. Аналитически влияние длины на значения коэффициентов теплоотдачи определяется комплексом вида $(l/d)^m$, где m — очень малая величина, порядка 0,03—0,06.

1-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ЧИСЛА АППАРАТОВ

Аппараты периодического действия имеют неизбежные простои для загрузки, разгрузки, чистки, промывки, продувки и других вспомогательных операций. В конструкции аппарата необходимо учитывать это обстоятельство с целью максимального сокращения непроизводительного времени.

Если задан суточный объем перерабатываемого материала V , $\text{м}^3/\text{сутки}$, и известны полный $V_{\text{пол}}$ и фактически используемый $V_{\text{исп}}$ объемы аппарата, время обработки материала в аппарате τ_1 и время вспомогательных операций τ_2 в (часах), а коэффициент использования объема аппарата

$$\frac{V_{\text{исп}}}{V_{\text{пол}}} = \varphi, \quad (1-2)$$

причем $\varphi=0,7-0,85$ для спокойных процессов и $0,4-0,6$ для процессов с бурным кипением и пенообразованием то число технологических операций за сутки α составит

$$\alpha = \frac{V}{V_{\text{исп}}}, \quad (1-3)$$

число операций на одном аппарате за сутки β :

$$\beta = \frac{24}{\tau_1 + \tau_2} = \frac{24}{\tau}, \quad (1-4)$$

необходимое число аппаратов n_0 :

$$n_0 = \frac{\alpha}{\beta} = \frac{V}{V_{\text{исп}}} \frac{\tau}{24}. \quad (1-5)$$

С учетом определенного резерва число аппаратов периодического действия для одного технологического процесса n будет равно:

$$n = (1,1 - 1,5) \frac{V\tau}{24V_{\text{исп}}}. \quad (1-6)$$

После определения величины и конструктивной разработки формы поверхности теплообмена и других внутренних элементов аппарата можно с учетом технологических свойств продукта и активности процесса выбрать коэффициент заполнения аппарата. Задавшись полным объемом аппарата из условий габаритов помещения и мощности подъемно-транспортных, загрузочных и разгрузочных устройств, можно найти полезный объем, число и размеры проектируемых аппаратов.

Число аппаратов непрерывного действия определяют по оптимальной емкости V , секундной производительности $v_{\text{сек}}$ и времени, необходимому для проведения процесса τ (сек). Если из условий наиболее удобной компоновки поверхности нагрева или насадки для контакта

фаз, а также габаритов цеха объем аппарата равен V , м^3 , то число параллельно работающих аппаратов

$$n = (1,1 - 1,5) \frac{v_{\text{сек}} \tau}{V}. \quad (1-7)$$

1-4. ВРЕМЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОБЕГА АППАРАТОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Производительность всех технологических аппаратов снижается со временем из-за вредных побочных процессов, протекающих в них. Загрязнение поверхности теплообмена, коррозия элементов аппарата, нарушение герметичности соединений узлов и деталей, износ запорных и регулирующих устройств и другие причины приводят к необходимости эпизодической остановки аппаратов для ремонта, т.е. для восстановления их производительности.

Время наиболее выгодно экономически пробега аппарата можно определить на основании следующих соображений (рис. 1-1, а). Если изменение производительности аппарата v во время τ изобразить в виде кривой MN , выражаемой уравнением $v=f(\tau)$, то величина площадки под кривой за время τ_1 будет равна количеству продукта A , обработанного в аппарате за это время, и выразится уравнением

$$A = \int v d\tau. \quad (1-8)$$

Разделив площадку A на время работы аппарата τ_1

$$\frac{\int v d\tau}{\tau_1} = v_{\text{ср}}, \quad (1-9)$$

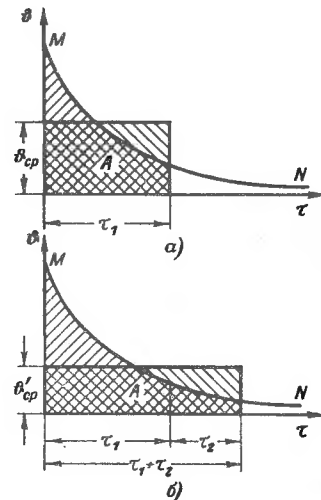


Рис. 1-1. Графики к определению оптимального времени пробега аппарата.

а — без учета времени простоев; б — с учетом времени простоев.

получим среднюю производительность v_{cp} аппарата за все время его работы с момента пуска.

Так как кривая изменения производительности асимптотически приближается к оси абсцисс, то с увеличением длительности работы τ_1 средняя производительность аппарата v_{cp} будет уменьшаться. Уменьшение времени работы способствует увеличению съема готового продукта с одного аппарата, но уменьшает отношение работы к времени простоя τ_1/τ_2 , в результате чего средняя производительность аппарата за длительный период может снизиться (рис. 1-1, б). Следовательно, необходимо найти оптимальное время работы аппарата до останова на ремонт. Оптимальная длительность работы аппарата соответствует максимальной средней производительности аппарата v'_{cp} , определяемой с учетом времени ремонта, т. е.

$$v'_{cp} = \frac{\int_0^{\tau} v d\tau}{\tau_1 + \tau_2} \quad (1-10)$$

Очевидно, что с уменьшением времени ремонта τ_2 увеличивается средняя производительность аппарата, т. е. рациональная конструкция аппарата, обеспечивающая быстрое проведение ремонта, способствует повышению его производительности. Кривые изменения производительности можно построить только на основании данных эксплуатации и испытаний конкретного аппарата, и поэтому оптимальное время работы аппарата можно определить только для работающего оборудования.

1-5. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И УСТРОЙСТВО ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплоносители

Теплообменные аппараты нашли широкое применение как самостоятельные агрегаты или как важные элементы сложных технологических установок в энергетической, химической, нефтяной, пищевой и других отраслях промышленности.

Процессы теплообмена осуществляют для различных целей и между различными теплоносителями.

Для охлаждения наиболее целесообразно использовать воду и воздух. Такие достоинства воды, как высокая теплоемкость, большой коэффициент теплоотдачи, малая химическая активность и доступность, способствуют широкому применению ее в качестве охлаждающего агента. В зависимости от местных условий начальная тем-

пература охлаждающей воды колеблется от 3 до 25°С, а артезианская вода в течение всего года имеет почти постоянную температуру (8—10°С). Конечную температуру воды во избежание выделения растворенных в ней солей и образования накипи принимают обычно не выше 50°С. При охлаждении среды с температурой выше 100°С применяют испарительное охлаждение, при котором часть охлаждающей воды испаряется. Расход воды при таком охлаждении резко снижается, а образующийся пар может быть утилизирован. В случае больших расходов охлаждающей воды целесообразно применять оборотные циклы, т. е. отработавшую воду охлаждать в градирнях, прудах или брызгальных бассейнах, а затем снова использовать.

Широкое распространение для охлаждения нашел воздух. При естественном охлаждении нагретый теплоноситель охлаждается за счет потерь тепла через стенки аппарата в окружающую среду. Искусственное охлаждение воздухом используется в поверхностных и смешительных теплообменниках. Низкий коэффициент теплоотдачи, запыленность и малая объемная теплоемкость воздуха ограничивают его широкое применение в современных высокоинтенсивных теплообменных процессах.

Достижение более низких температур, чем при охлаждении природными хладагентами (водой, воздухом), возможно при использовании обычного и «сухого» льда, охлаждающих смесей (смеси льда с различными солями), холодильных рассолов (растворы CaCl_2 , NaCl и др.), паров низкокипящих жидкостей (аммиака, сернистого ангидрида, хлорметила и др.), а также сжиженных газов (кислорода, азота, водорода, гелия).

В качестве горячих теплоносителей для нагревания среды самое широкое применение нашли: водяной пар, вода, дымовые газы и некоторые высококипящие жидкости.

Для нагревания до 150—170°С наиболее удобен водяной пар давлением 6—10 ат. Такие его свойства, как высокий коэффициент теплоотдачи и постоянство температуры при конденсации, большая скрытая теплота парообразования, удобство транспортирования по трубопроводам без перекачивающих устройств и простота регулирования, а также возможность приобретения его по низкой стоимости из теплофикационных турбин, позволили водяному пару стать одним из самых распространенных теплоносителей во всех отраслях промышленности. Обогрев может производиться «глухим» или «острым» паром. Глухим паром обогрев осуществляется через теплопередающую поверхность. При обогреве острым паром, если такой нагрев допустим, его вводят непосредственно в нагреваемую среду, а образующийся при этом конденсат смешивается со средой. Ввод острого пара в нагреваемую жидкость осуществляется с помощью либо перфорированной трубы, либо смешительного инжектора, устанавливаемых в жидкости ниже ее уровня. К обогреву водяным паром и «перегретой» водой до температур выше 170°С прибегают редко, так как неизбежное при этом повышение давления греющего теплоносителя влечет за собой утяжеление и удорожание аппаратуры и коммуникаций.

Для нагревания до температур выше 170°С применяют вещества в жидкой и паровой фазах с высокой температурой кипения при атмосферном или близком к нему давлении.

Высокотемпературные теплоносители. В настоящее время известно много таких веществ, температура плавления

которых относительно низка, а температура кипения даже при атмосферном давлении составляет несколько сотен градусов — диффузионная смесь, силиконы, соли щелочных металлов и их смеси, ртуть и др. [Л. 100].

Дымовые газы, образующиеся при сжигании топлива, применяются для нагревания до высоких температур (700°C и более). Однако низкий коэффициент теплоотдачи, малая объемная удельная теплоемкость, засоренность (в том числе раскаленными остатками негоревших частиц топлива), трудность регулирования и дальнего транспорта ограничивают применение топочных дымовых газов в качестве теплоносителей в теплообменных аппаратах.

Электрическая энергия также применяется для нагревания веществ в технологических процессах. Электрический обогрев отличается равномерностью, простотой регулирования и возможностью развивать высокие температуры (до 2000°C и выше), однако следует иметь в виду, что электрообогрев на основе теплового производства электроэнергии всегда будет иметь более низкий к. п. д., чем способы нагрева, основанные на сжигании топлива.

По способу передачи тепла различают три группы теплообменных аппаратов:

1) рекуперативные, в которых теплопередача осуществляется через стенку, разделяющую два теплоносителя;
2) регенеративные, в которых тепло горячего теплоносителя отдается твердому телу-насадке, а затем холодный теплоноситель, омывая нагревшуюся насадку, охлаждает ее, нагреваясь при этом;

3) смешительные, в которых теплообмен происходит при непосредственном соприкосновении теплоносителей.

Регенеративные теплообменники, получившие широкое распространение в огнетехнических и криогенных процессах, описываются в специальных курсах и в настоящей книге не рассматриваются. Теплообменники смешения конструктивно значительно проще поверхностных, и в них полнее используется потенциал передаваемого тепла. Поэтому рекомендуется применять их во всех случаях, когда допустимо смешение теплоносителей. Однако смешение теплоносителей допускается редко, и поэтому рекуперативные теплообменники нашли значительно более широкое распространение.

Основы проектирования теплообменных аппаратов будут рассмотрены на конструктивных формах рекуперативных аппаратов.

По конструкции и форме поверхности рекуперативные теплообменники очень разнообразны и имеют давнюю историю, а в последние годы они получили новое интенсивное развитие на основе новых методов сварки, штамповки и прокатки.

Теплообменники с рубашечным обогревом

Развитие теплообменных аппаратов началось с варочных котлов с огневым и газовым обогревом (рис. 1-2, а). Недостатки таких аппаратов: малый коэффициент теплопередачи, неравномерность обогрева, низкий к. п. д. (20—40%) и трудность регулирования процесса. Усовершенствованные установки с огневым обогревом (масляные бани, аппараты с механическими мешалками, устройства для регулирования температуры газов) применяются изредка и в настоящее время.

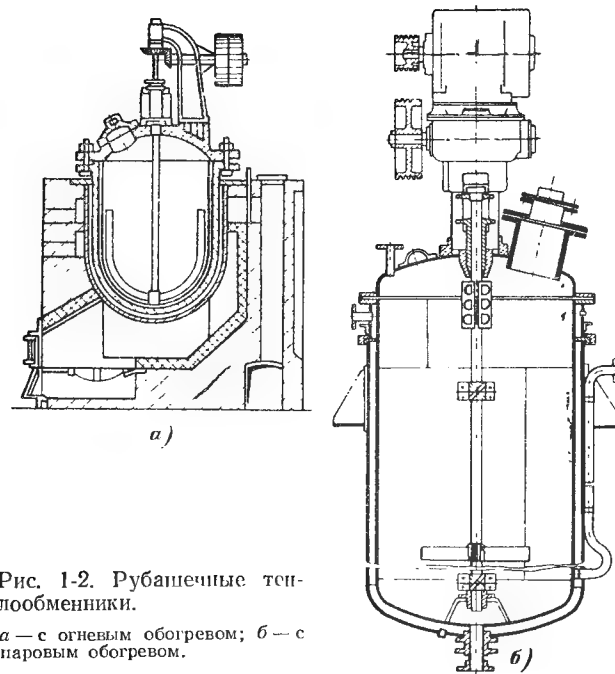


Рис. 1-2. Рубашечные теплообменники.

а — с огневым обогревом; б — с паровым обогревом.

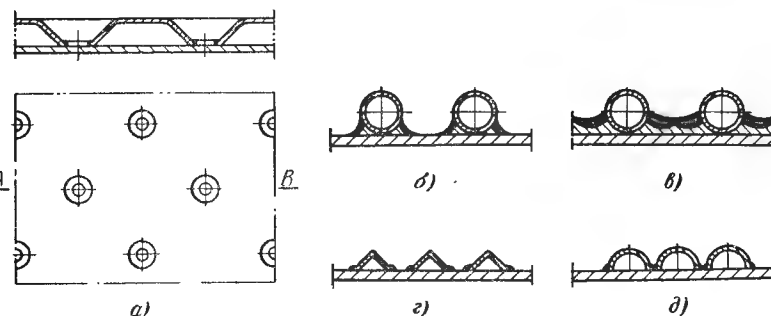


Рис. 1-3. Станки теплообменников с усиленной рубашкой.

а — рубашка приварена к стенке аппарата по кромкам выштампованных отверстий; б — трубы приварены к стенке аппарата; в — крепление труб сваркой через медные прокладки; г — поверхность нагрева из угольников; д — поверхность нагрева из половинок труб.

торых установка змеевика внутри сосуда затруднительна, — в теплообменниках со скребками и мешалками.

Аппараты с гладкостенными рубашками применяют для обогрева паром или жидкостью с давлением не более 5 ат. Аппараты с рубашками, пригодные для работы при высоких давлениях, изготовляют из листов с выштампованными отверстиями (рис. 1-3, а). По периметру этих отверстий кромки листа приваривают к стенке аппарата. Рубашки такой конструкции допускают давление греющего пара до 50 ат.

Более совершенны аппараты для нагрева теплоносителями высоких давлений (до 70 ат), в которых стальной змеевик приваривается к наружной поверхности корпуса аппарата (рис. 1-3, б). Если материал корпуса не может быть сварен непосредственно со стальными змеевиками, применяют способ, показанный на рис. 1-3, в: на предварительно очищенную наружную поверхность стенки корпуса укладывают вплотную медные прокладки, на которых располагают трубки змеевика, соединенные между собой сваркой. Для прочности трубки скрепляют между собой перпендикулярно укладываемыми полосами. Иногда к стенкам корпуса аппарата приваривают стальные угольники (рис. 1-3, г) или разрезанные вдоль оси трубки (рис. 1-3, д).

Трубчатые теплообменники

Погружные змеевиковые аппараты относятся к самым старым типам трубчатых теплообменников (рис. 1-4). Они представляют собой сосуд, в который помещена труба, загнутая в цилиндрическую или плоскую спираль. Один теплоноситель циркулирует в сосуде, другой вводится в трубу змеевика.

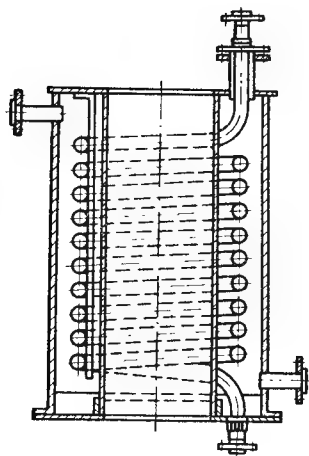


Рис. 1-4. Конструктивная схема погружного теплообменного аппарата.

Погружные теплообменники просты по конструкции, дешевы и доступны для внутреннего осмотра. Однако они громоздки, а коэффициенты теплопередачи в них всегда малы.

Оросительные теплообменники собирают из прямых горизонтальных труб и соединительных калачей в виде плоских змеевиков, укрепляемых на специальных каркасах (рис. 1-5). Орошающая холодная вода подается из желоба или перфорированных труб на верхнюю трубу, стекает с нее на нижележащую трубу и, пройдя последовательно по поверхности всех труб, стекает в поддон или кювет. Вследствие частичного испарения охлаждающей воды ее расход всегда ниже, чем в холодильниках других типов.

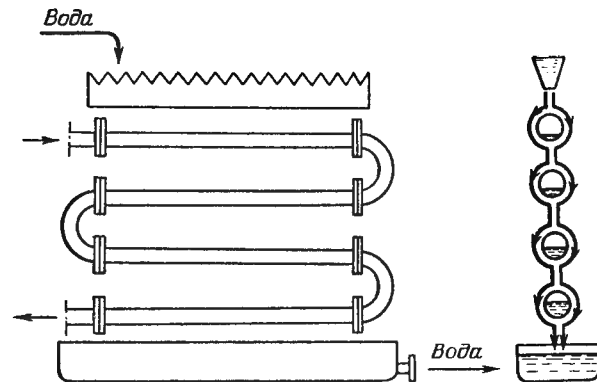


Рис. 1-5. Конструктивная схема оросительного теплообменного аппарата.

Оросительные теплообменники более чувствительны к изменениям расхода охлаждающей воды, так как при недостатке орошения нижние трубы вследствие испарения воды могут оказаться смачиваемыми частично или совсем сухими, т. е. почти не участвовать в теплообмене, а при обычном орошении избыток воды разбрызгивается и сливается мимо труб, лежащих внизу. Достоинства оросительных теплообменников: простота устройства, доступность осмотра и наружной очистки труб, дешевизна, пониженный расход охлаждающей воды. Недостатки: громоздкость, чувствительность к колебаниям подачи воды, потеря воды вследствие испарения.

Кожухотрубчатые теплообменники в настоящее время являются самыми распространенными аппаратами в промышленности. Они состоят из пучков труб, укрепленных в трубных решетках, кожухов, крышек, патрубков, опор и в зависимости от назначения — из других узлов. Теплопередающая поверхность аппаратов может составлять от нескольких сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров. Так, конденсатор современной паровой турбины мощностью 300 Мвт имеет более 20 тыс. труб с общей поверхностью теплообмена около 15 400 м². Кожухотрубчатого теплообменника представляет собой цилиндр, сваренный из одного или нескольких листов (обычно стальных). Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата, но не выполняется по конструктивным соображениям тоньше 4 мм. К кромкам кожуха приварены фланцы для соединения с крышками. Трубчатку кожухотрубчатых аппаратов изготовляют из прямых или изогнутых (V-образных или W-образных) труб наружным диаметром от 12 до 57 мм. Предпочтительны стальные бесшовные трубы по ГОСТ 8731-34—58. Трубные решетки (доски) служат для закрепления в них пучка труб при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых креплений. Трубные решетки либо приваривают к кожуху (рис. 1-6, а, в), либо зажимают болтами между фланцами кожуха и крышки (рис.

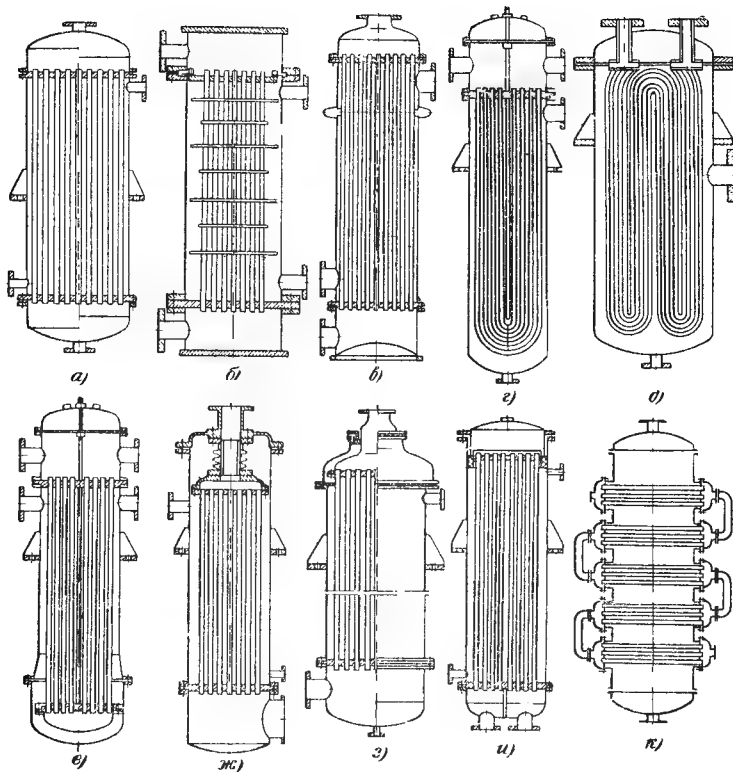


Рис. 1-6. Кожухотрубчатые теплообменники.

а — с жестким креплением трубных решеток; б — с поперечными перегородками; в — с линзовым компенсатором на корпусе; г — с U-образными трубами; д — с W-образными трубами; е — с плавающей камерой; ж — с сифонным компенсатором по направляющей трубе; з — с сальниковым уплотнением на штуцере; и — с сальником на корпусе; к — с поперечными трубами.

1-6, б, г), либо соединяют болтами только с фланцами свободной камеры (рис. 1-6, е). Материалом трубных решеток служит обычно листовая сталь марки Ст.4 толщиной, зависящей от расчетного давления, но не менее 20 мм. Крышки кожухотрубчатых аппаратов имеют плоскую, коническую, сферическую, а чаще всего эллиптическую форму. Кожухотрубчатые теплообменники выполняют жесткой (рис. 1-6, а, к), нежесткой (рис. 1-6, г, е, з) и полужесткой (рис. 1-6, б, в, ж) конструкций; одно- и многоходовыми, прямо-, против- и поперечноточными; горизонтальными, вертикальными и наклонными.

В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2—3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при равных расходах теплоносителей с одинако-

вым агрегатным состоянием коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает общий коэффициент теплопередачи в аппарате. Устройство перегородок в межтрубном пространстве способствует увеличению скорости теплоносителя и повышению эффективности теплообмена. На рис. 1-6, б изображен теплообменник с поперечными перегородками в межтрубном пространстве и с полужесткой мембранной компенсацией тепловых удлинений трубок за счет некоторой свободы перемещения верхней трубной решетки.

В настоящее время разработаны образцы кожухотрубчатых теплообменников с продольно-оребрёнными трубами и с поперечно-накатными низкими ребрами на трубах. Эти конструкции обеспечивают высокую тепловую эффективность аппарата при рабочих средах с различными физическими свойствами.

В парожидкостных теплообменниках пар конденсируется обычно в межтрубном пространстве, а жидкость проходит в трубах. Разность температур стенок корпуса и труб бывает значительной. Для компенсации разности тепловых удлинений между кожухом и трубами устанавливают линзовые (рис. 1-6, в), сальниковые (рис. 1-6, и) или сифонные (рис. 1-6, ж) компенсаторы. Напряжения в металле, обусловленные тепловыми удлинениями, устраняют также изготовлением однокамерных теплообменников с гнутыми U- и W-образными трубами. Однако аппараты с гнутыми трубами не могут быть признаны лучшими из-за трудности изготовления труб с гibaми разного радиуса, сложности замены и неудобства очистки гнутых труб.

Компенсационные устройства (мембранные, сифонные, с гнутыми трубами) сложны в изготовлении или недостаточно надежны в эксплуатации (линзовые, сальниковые). Более совершенна конструкция теплообменника с жестким креплением одной трубной решетки и свободным перемещением второй решетки вместе с внутренней крышкой трубной системы (рис. 1-6, г). Некоторое удорожание аппарата из-за увеличения диаметра кожуха и из-за необходимости изготовления дополнительного днища оправдывается простой и надежностью в эксплуатации. Эти аппараты получили название теплообменников с плавающей головкой (или камерой).

Теплообменники с поперечным током (рис. 1-6, к) отличаются повышенным коэффициентом теплоотдачи на наружной поверхности труб вследствие того, что теплоноситель движется поперек трубного пучка и имеет относительно повышенную скорость.

В энергетике получили распространение так называемые винтовые теплообменники для нагрева воды паром (рис. 1-7). Нагреваемая вода поднимается по нескольким параллельно включенным змеевикам, а пар идет противотоком по спиральному каналу, образованному винтовыми перегородками. Оба теплоносителя движутся с большой скоростью, благодаря чему достигается интенсификация теплообмена. Подогреваемая вода входит в патрубок 15, опускается по трубе 7 в нижние коллекторы 3 и движется по змеевикам вверх. Из змеевиков вода поступает в коллекторы 17 и по кольцевому сечению между трубами 7 и 8 выходит в патрубок 14. Греющий пар поступает через патрубок, вваренный в крышку 13 (на рис. 1-7 не показан) и по спиральным каналам движется сверху вниз.

В последние годы в СССР проделана большая работа по нормализации и стандартизации трубчатой теплообменной аппаратуры. В 1958 г. был издан единый каталог НИИХИМАШ на кожухотруб-

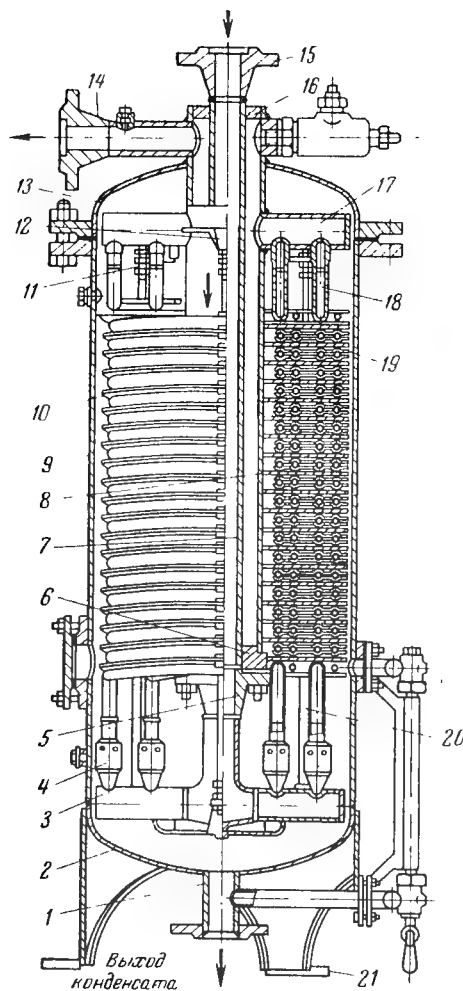


Рис. 1-7. Винтовой подогреватель.

1 — патрубок для отвода конденсата; 2 — днище; 3 — нижние коллекторы; 4 — nipple соединения; 5 — фланец; 6 — донышко; 7 и 8 — концентрические трубы; 9 — корпус; 10 — разборные винтовые перегородки; 11 — анкерные тяги; 12 — опоры; 13 — крышка; 14 — патрубок для выхода воды; 15 — патрубок для входа воды; 16 — донышко; 17 — верхние коллекторы; 18 — дистанционные трубы; 19 — хомут для крепления змеевиков; 20 — дистанционные трубы; 21 — опорные лапы.

чатые теплообменники, только по которому в настоящее время принимаются заказы на их изготовление. Сокращение типоразмеров теплообменной аппаратуры позволило специализировать предприятия и при значительном увеличении выпуска продукции уменьшить число заводов-изготовителей с 43 в 1965 г. до 14 к 1970 г.

Секционные (элементные) теплообменники, являющиеся разновидностью трубчатых аппаратов, состоят из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой трубку с малым числом труб, помещенную в кожух небольшого диаметра. В секционных аппаратах, сравнительно простых по конструкции, даже без внутренних перегородок легко достигаются благоприятные для хорошего теплообмена условия: противоточное и равномерное по проходному сечению движение теплоносителей, а также достаточно высокие и примерно равные их скорости (для физически однородных сред). На рис. 1-8, а показан секционный теплообменник теплотети Мосэнерго. Для удаления трубного пучка из кожуха при ремонте задняя трубная решетка изготовляется иногда составной из диска и кольца на газовой резьбе, при этом с таким расчетом, чтобы диаметр диска был на 2—4 мм меньше внутреннего диаметра кожуха.

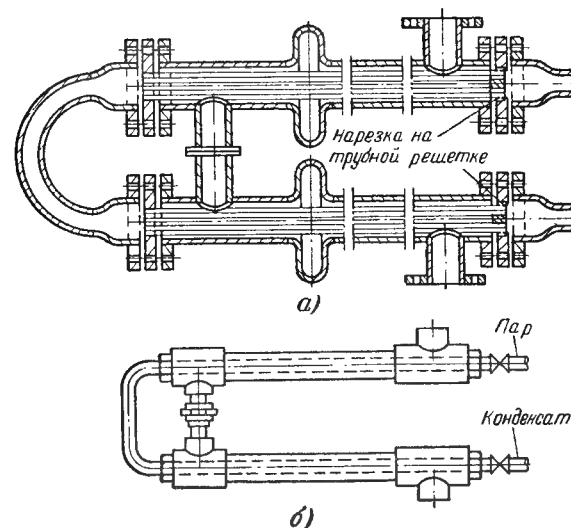


Рис. 1-8. Секционные теплообменники.

а — теплообменник теплотети Мосэнерго; б — теплообменник «труба в трубе» из труб и фитингов.

В настоящее время изготавливают модернизированные секционные водяные нагреватели типа МВН-2052-62 с жестко закрепленными трубными решетками без компенсаторов.

Теплообменники «труба в трубе», называемые также двухтрубными, представляют собой разновидность секционных аппаратов и применяются при небольших расходах, но высоких давлениях теплоносителей (рис 1-8, б). Небольшие поперечные сечения внутренней трубы и кольцевого зазора позволяют достигать высоких скоростей теплоносителей.

Недостатки секционных теплообменников: громоздкость и относительно высокая стоимость поверхности теплообмена из-за большого числа кожухов, камер, трубных решеток, фланцев, калачей и других деталей, а также значительный расход электроэнергии на преодоление гидравлического сопротивления, повышенного многочисленными поворотами и переходами.

Теплообменники с ребристой поверхностью

Ребристые трубчатые теплообменники наиболее эффективны в условиях, когда коэффициенты теплообмена по обеим сторонам стенки различаются значительно. При охлаждении, например, горячего воздуха холодной водой коэффициент теплоотдачи от горячего воздуха к стенке не превышает $100 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, в то время как от стенки к охлаждающей воде он составляет 1000—3000 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Улучшение условий теплопередачи достигает-

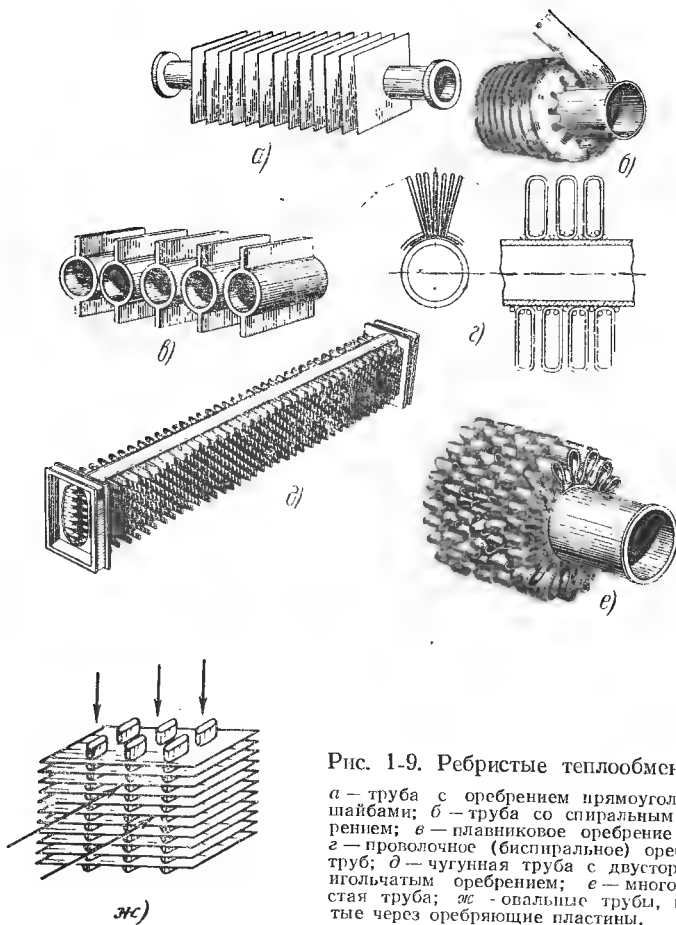


Рис. 1-9. Ребристые теплообменники.

а — труба с оребрением прямоугольными шайбами; *б* — труба со спиральным оребрением; *в* — плавниковое оребрение труб; *г* — проволочное (биспиральное) оребрение труб; *д* — чугунная труба с двусторонним игольчатым оребрением; *е* — многоребристая труба; *ж* — овальные трубы, продетые через оребряющие пластины.

Пучок ребристых труб можно получить путем продевания их через большое число параллельных пластин, образующих дополнительную поверхность теплоотдачи (рис. 1-9, *ж*). Для таких пучков могут быть использованы как круглые, так и плоские трубы в коридорном или шахматном расположении.

Пластиначатые теплообменники

Организация теплообмена между газами в трубчатых аппаратах с гладкими трубами характеризуется низким коэффициентом теплопередачи и малым коэффициентом удельной поверхности нагрева ($40\text{--}80 \text{ м}^2/\text{м}^3$). Для газовых теплоносителей с близкими по значению коэффициентами теплоотдачи нашли применение пластиначатые теплообменники.

Гладкопластиначатые теплообменные аппараты изготовляют из тонких гладких металлических листов в виде многослойных пакетов (рис. 1-10, *а*). Такие теплообменники весьма компактны, их удельная поверхность достигает $200\text{--}300 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Однако прочность пластин невысока, и поэтому они применимы только для низких давлений; в них трудно обеспечить достаточную герметичность, необходимую для предотвращения смещения теплоносителей. Теплообменники из гладких пластин используются для подогрева воздуха топочными газами и для теплообмена между газами в установках глубокого охлаждения.

Спиральные теплообменники (рис. 1-10, *б*) изготовляют также из гладких металлических листов, но значительно большей толщины (до 8 мм). Они предназначаются для подогрева или охлаждения жидкостей и газов с давлением до 10 ат и могут работать как при противотоке, так и при прямотоке, без изменения и с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей. Спиральный теплообменник состоит из пакета, образованного свернутыми в спираль двумя металлическими листами, двух плоских крышек, опорной рамы и четырех патрубков для входа и выхода теплоносителей. Конструктивный расчет спиральных теплообменников подробно изложен в [Л. 71]. Стандартные элементы корпуса спирального теплообменника одинарного (СТО) имеют поверхность теплообмена 15 и 30 м^2 . Однако путем сопряжения корпусов можно получить спиральный теплообменник секционный (СТС) или спиральный теплообменник блочный (СТБ).

Спиральные теплообменники почти в 2 раза компактнее обычных кожухотрубчатых теплообменников, и их вес относительно невелик; при малых гидравлических сопротивлениях в них достигается высокий коэффициент теплопередачи. Однако спиральные теплообменники сложны в изготовлении и в ремонте, герметизация каналов с разными теплоносителями в них затруднительна.

Штампованные пластиначатые теплообменники (рис. 1-10, *в*), выполненные из гофрированных методом штамповки листов, сохраняют преимущества обычных пластиначатых аппаратов, но пригодны для работы с теплоносителями при давлении 15 ат и более. Конструктивно они бывают трех типов: разборные, полуразборные и неразборные сварные [Л. 88]. Пластиначатый воздухоподогреватель Невского завода им. В. И. Ленина, изготовленный из листовой нержавеющей стали толщиной 1—1,5 мм, показан на рис. 1-10, *г*.

ся искусственным увеличением поверхности теплообмена путем насаживания пластин или изготовлением монолитных с телом трубы ребер на той стороне стенки, где величина коэффициента теплоотдачи мала.

Ребристую поверхность теплообменников изготовляют разнообразных конструкций (рис. 1-9).

Существенное значение для эффективности работы ребристых теплообменных аппаратов имеет хороший контакт между трубами и насаженными ребрами, который достигается их совместным лужением или оцинкованием. Трубы с ребрами, монолитными с телом трубы, получают методом отливки или пакатки и утонения стенки толстостенной заготовки.

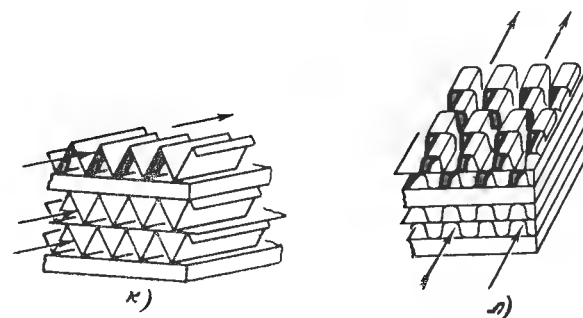
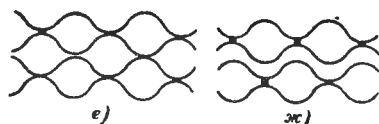
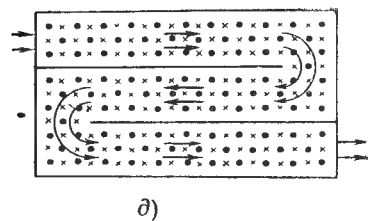
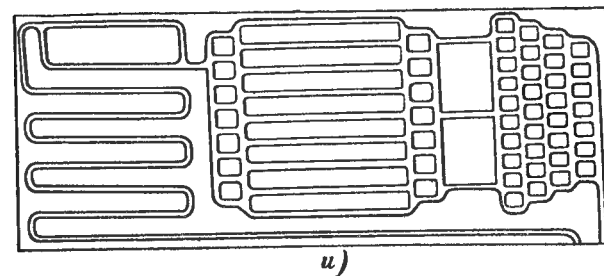
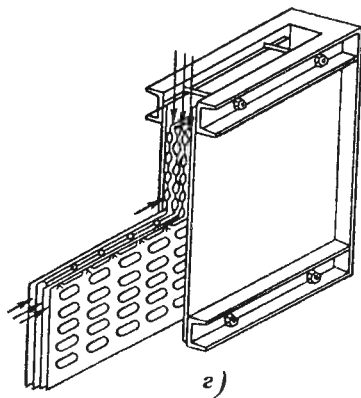
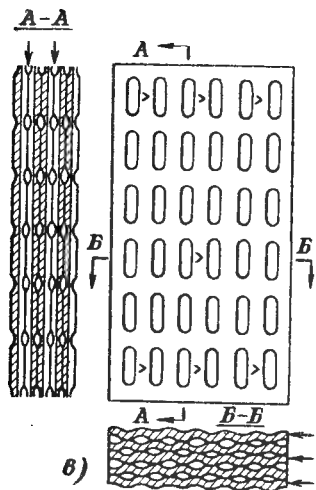
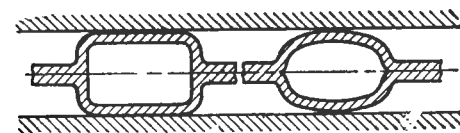
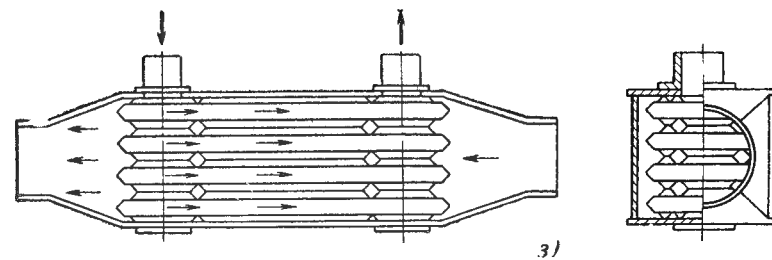
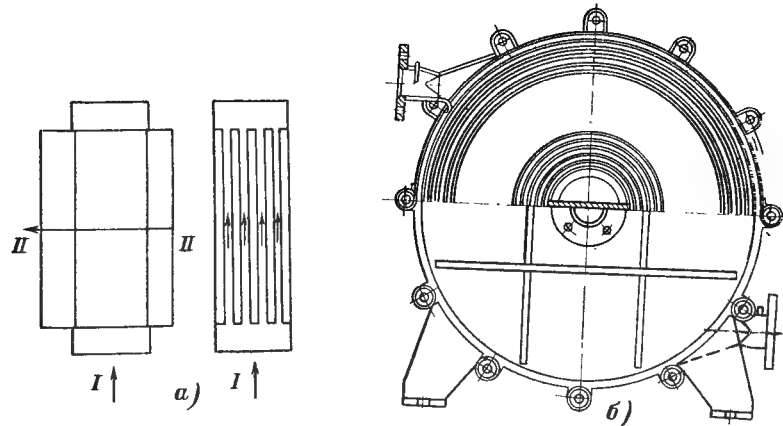


Рис. 1-10. Принципиальные конструкции пластинчатых теплообменников.

а — гладкопластинчатый; *б* — спиральный; *в*, *г* и *з* — пластинчатый штампованный; *д*, *е* и *ж* — пластинчатый со сферическими выступами и впадинами; *и* — прокатно-сварной теплообменник; *к* и *л* — компактные теплообменники.

Заслуживают внимания конструкции аппаратов, предложенные С. С. Берманом [Л. 5]. Поверхность повышенной турбулентности выполняют из металлических пластин, на которых в шахматном порядке выштампованы выступы и впадины сфероидального очертания (рис. 1-10, *д*). На рисунке выступы обозначены точками, а впадины крестиками. Две такие пластины, соединенные точечной сваркой в соответствующих впадинах, образуют отдельные элементы. Благодаря отсутствию резких переходов от выступов к впадинам металл элемента работает только на растяжение или на сжатие, но не на изгиб. Элементы, изготовленные из двух пластин, собирают либо так, чтобы выступ одного находился против выступа другого (рис. 1-10, *е*), либо так, чтобы выступ одного совпадал с впадиной другого (рис. 1-10, *ж*). При помощи шовной сварки попарно двух пластин движение теплоносителей может быть организовано в несколько ходов (рис. 1-10, *д*). Элементы могут быть изогнуты по определенному контуру, например в спираль.

Для аппаратов, в которых теплоносителем могут быть не только газы и жидкости, но и жидкие металлы, разработана пластинчатая конструкция, показанная на рис. 1-10, *з*. Отдельные штампованные листы сваривают попарно, а затем соединяют в секции. Движение теплоносителей — противоточное [Л. 5].

Прокатно-сварные теплообменники представляют собой разновидность пластинчатых и сходны со штампованными аппаратами (рис. 1-10, *и*). Система каналов для протекания одного из теплоносителей (обычно жидкого) образуется между двумя металлическими листами, сваренными между собой в процессе холодной или горячей прокатки.

Для получения системы каналов заданной конфигурации между свариваемыми листами до прокатки наносят соответствующий этой системе рисунок краской, препятствующей сварке. Вследствие того, что при прокатке происходит вытяжка металла в одном направлении, поперечные линии рисунка делают более узкими в соответствии со степенью деформации. Исходные алюминиевые листы толщиной 3 мм сваривают точечной сваркой в пакет, затем прокатывают входную под давлением 25—40 кГ/см^2 с обжатием 65—75% за один проход; пакет удлинится при этом в 3—4 раза. После отжига прокатанный пакет при заглушенном одном конце канала раздувают водой под давлением 40—100 ат между двумя плоскими плитами, расстояние между которыми определяет высоту раздутия каналов. После гидравлического испытания на давление 16 ат открывают второй конец канала для промывки и сушки.

Прокатно-сварные теплообменники нашли применение для изготовления испарителей к бытовым холодильникам и для других целей. Они выгодно отличаются от других поверхностных теплообменников невысокой стоимостью, простотой и дешевизной изготовления. Замена меди и нержавеющей стали алюминием делает такие аппараты особо перспективными.

Ребристые пластинчатые теплообменники были разработаны в связи с необходимостью уменьшения габаритов и веса теплообменников, применяемых в транспортных газотурбинных установках. Эти теплообменники компактны по конструкции и высокоэффективны. Конструктивное оформление таких аппаратов можно представить по эскизам рис. 1-10, *к и л*.

Профиль оребряющей поверхности в направлении движения теплоносителя выполняется различных очертаний: в форме остро-

угольных и прямоугольных зигзагов, синусоид, Z-образных каналов и др. Ребристые пластинчатые теплообменники чаще всего изготавливают из алюминия или меди. По литературным данным рабочее давление теплоносителей в компактных пластинчатых теплообменниках может достигать 20 ат и более.

Сотовые теплообменники, пригодные к эксплуатации при давлениях до 64 ат и температурах до 600° С, были разработаны на основе внедрения в технологию аппаратостроения штамповки и сварки [Л. 88]. Из профильных листов контактно-шовной сваркой сваривают панели, образующие ряд расположенных параллельно двухугольных труб. Панели сваривают между собой аргоно-дуговой сваркой в виде шестигранного блока. Между панелями образуются щелевидные каналы «межтрубного» пространства. Торцы панелей также сваривают в виде трубной решетки. Со стороны «трубного» пространства возможна механическая очистка поверхности теплообмена. Аппарат может быть многоходовым как для одного, так и для другого теплоносителя.

На рис. 1-11 приведена классификация рекуперативных теплообменных аппаратов по конструктивным признакам. Краткие сведения о неметаллических теплообменниках изложены в § 10-4 и 12-4.

1-6. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Теплообменники характеризуются рядом показателей: особенностями конструкции, габаритами и весом, удобством обслуживания, условиями теплообмена, к.п.д., гидродинамическим совершенством. Однако при выборе наиболее рационального типа аппарата необходимо также учитывать и другие факторы, определяющие нормальную работу агрегата: тепловую проводимость, температурные условия процесса, физико-химические свойства теплоносителей, стабильность процесса и др. Выбор оптимальной конструкции теплообменника является задачей, разрешаемой путем технико-экономического сравнения нескольких типов аппаратов применительно к заданным условиям.

На величину поверхности теплообмена и на относящуюся к ней долю капитальных затрат, а также на стоимость эксплуатации влияет величина недорекуперации тепла. Чем меньше эта величина, т. е. чем меньше разность температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теплоносителя на выходе при противотоке, тем больше поверхность теплообмена, тем выше стоимость аппарата и тем меньше эксплуатационные расходы. Конечно, должен быть определенный оптимум увеличения капитальных и снижения эксплуатационных расходов, который можно определить графически. Известно

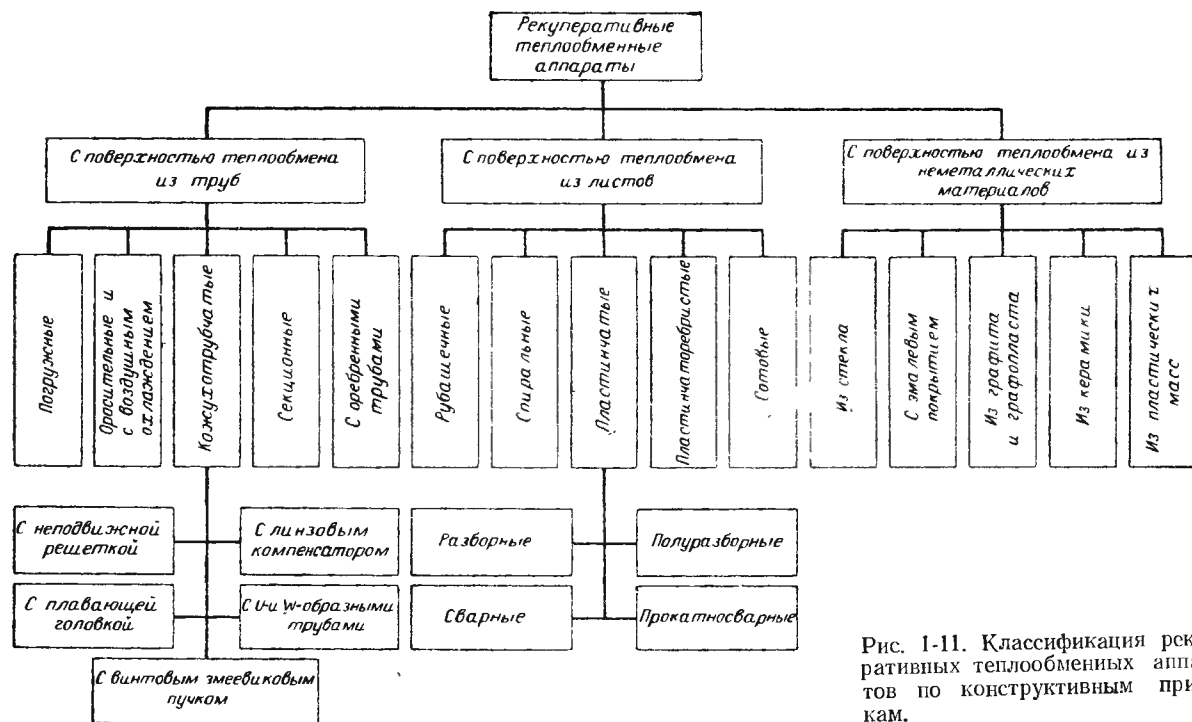


Рис. 1-11. Классификация рекуперативных теплообменных аппаратов по конструктивным признакам.

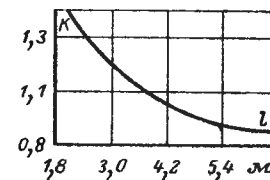
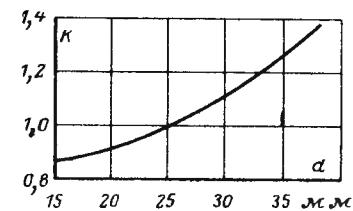
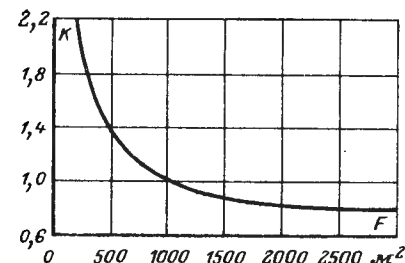


Рис. 1-12. Зависимости относительной стоимости теплообменника от общей поверхности теплообмена, диаметра и длины труб.

K — относительная стоимость 1 м² поверхности нагрева; F , l и d — соответственно поверхность, диаметр и длина труб.

также, что увеличение числа труб в пучке, увеличение их длины и уменьшение диаметра уменьшают стоимость 1 м² поверхности кожухотрубчатого теплообменника, так как при этом снижается затрата металла на единицу поверхности теплообмена. Зависимость относительной стоимости теплообменника (на 1 м²) от общей величины поверхности теплообмена, диаметра и длины труб показана на рис. 1-12 [Л. 21]. С другой стороны, следует иметь в виду, что увеличение числа труб увеличивает вероятность нарушения плотности их крепления в трубной решетке, а применение труб малого диаметра увеличивает их засоряемость и усложняет чистку; длинные трубы неудобно монтировать и чистить.

Исходные условия для выбора аппарата весьма многочисленны. В зависимости от наличия площади; места установки; этажности здания; удобства монтажа, эксплуатации и ремонтов; общей тепловой производительности; температуры, давления, свойств, химической агрессивности и токсичности теплоносителей могут быть

установлены теплообменные аппараты трубчатые или пластинчатые, оросительные или пленочные, горизонтальные или вертикальные, в помещении или на открытой площадке.

Можно рекомендовать следующие основные положения при выборе типа теплообменника.

1. При обмене теплом двух жидкостей или двух газов целесообразно выбрать секционные (элементные) теплообменники; если из-за большой величины поверхности теплообмена конструкция получается громоздкой, можно принять к установке многоходовой кожухотрубчатый теплообменник.

2. В случае подогрева жидкости паром рекомендуются многоходовые по трубному пространству кожухотрубчатые аппараты с подачей пара в межтрубное пространство.

3. Для химически агрессивных сред и при небольших тепловых производительностях экономически целесообразны рубашечные, оросительные и погружные теплообменники.

4. Если условия теплообмена по обе стороны теплопередающей поверхности резко различны (газ и жидкость), должны быть рекомендованы трубчатые ребристые или плавниковые теплообменники.

5. Для передвижных и транспортных тепловых установок, авиационных двигателей и криогенных систем, где при высокой эффективности процесса нужны компактность и малый вес, находят широкое применение пластинчатые ребристые и штампованные теплообменники.

6. Во всех случаях необходимо стремиться выбирать наиболее простые по конструкции и наиболее дешевые по материалам теплообменники. К усложненным аппаратам (с плавающей камерой, с сильфонным компенсатором, спиральные), а также с латунными или медными трубами следует прибегать лишь в случаях обоснованной необходимости.

Такие требования к рекуперативным теплообменным аппаратам, как технологичность изготовления, эффективность достижения благоприятных тепловых и гидравлических режимов, эксплуатационные качества, компактность и металлоемкость приближенно оценены для некоторых типов рекуперативных теплообменных аппаратов в табл. 1-1.

Таблица 1-1

Сравнительные характеристики рекуперативных теплообменников

Тип теплообменного аппарата		Возможность изготовления		Эффективность				Удобства обслуживания				Компактность и металлоемкость	
		из стали, цветных металлов и пластмасс	из чугуна и хрупких материалов	Высокие скорости в трубах и каналах	Высокие скорости снаружи труб и каналов	Возможность противотока	Многоходовость в межтрубном пространстве	Чистка внутри труб и каналов	Чистка снаружи труб и каналов	Частичная замена поверхности теплообмена	Ремонт	Поверхность, на единицу объема м ² /м ³	Вес на 1 м ³ поверхности, кг/м ²
Трубчатые	Погружные	5	5	5	2	1	1	3	5	2	5	4—12	90—120
	Оросительные	5	5	5	2	1	1	3	5	5	5	3—6	45—60
	Кожухотрубчатые	5	1	5	3	4	4	3	3	3	3	18—40	35—80
	Секционные	5	3	5	5	4	1	5	3	2	3	4—15	175—200
Пластинчатые	С гладкими листами	5	3	5	5	3	1	3	3	1	1	10—60	5—20
	Спиральные	5	3	5	5	5	1	2	2	1	3	34—72	30—50
	Штампованные — волнистые и сферические	5	1	5	5	5	3	3	3	3	3	300—600	5—10
	Прокатно-сварные	5	1	5	3	3	3	1	5	1	1	—	2—2,7
Ребристые	Трубчатые с ребрами	5	3	5	3	3	3	5	3	3	3	300—575	2—4
	Пластинчатые с ребрами	5	3	5	3	3	3	3	3	1	1	600—1 800	2—4

Обозначения:
5 — полное удовлетворение требованиям;
4
3 } — частичное удовлетворение требованиям;
2
1 — несоответствие требованиям.

1-7. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ОБОРУДОВАНИЯ

Показатели качества любого оборудования могут быть разделены на две группы:

- 1) производственно-технологические;
- 2) эксплуатационные.

К первой группе относят трудоемкость изготовления и ее профессиональную структуру, материалоемкость, степень конструктивной унификации, особенности средств производства и т. п. Эти показатели характеризуют агрегат как объект изготовления в реальных условиях машиностроительного завода. Показатели второй группы служат для определения эксплуатационных качеств агрегата. Главные из них: показатели технического уровня, показатели надежности и долговечности, конструктивно-эстетическая и эргономическая характеристики агрегата.

Технический уровень

Необходимо различать абсолютный, относительный и перспективный технические уровни.

Абсолютный технический уровень изделия характеризует современный уровень его эксплуатационных показателей. Число последних, принимаемых для характеристики абсолютного технического уровня, должно быть минимальным. Во избежание множественности и нечеткости в оценке технического уровня необходимо ограничиться только важнейшими показателями (производительностью, к. п. д., непрерывностью процесса, степенью автоматизации).

Относительный технический уровень изделия характеризует степень совершенства при сопоставлении (по соответствующим показателям) абсолютного технического уровня аппарата с уровнем лучших современных мировых — отечественных и зарубежных — образцов и моделей аналогичного назначения.

Перспективный технический уровень определяет намечаемые и планируемые тенденции в развитии данной отрасли в виде совокупности ее перспективных показателей.

Показатели долговечности и надежности

Наиболее важные из этих показателей следующие.

Долговечность — свойство агрегата сохранять работоспособность (с возможно меньшими перерывами для технического обслуживания и ремонтов) до разрушения или до другого предельного состояния. Основными количественными показателями долговечности являются технический ресурс и срок службы:

технический ресурс — суммарная наработка агрегата за период эксплуатации;

срок службы — календарная продолжительность эксплуатации агрегата до разрушения или до другого предельного состояния (например, до первого капитального ремонта). Срок службы лимитируется физическим и моральным износом агрегата.

Надежность — свойство агрегата, определяемое безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью как самого агрегата, так и его частей и обеспечивающее сохранение эксплуатационных показателей агрегата в заданных пределах. Количественные показатели надежности: наработка, вероятность безотказной работы, коэффициент готовности.

Наработка — продолжительность или объем работы агрегата, измеряемые числом циклов, количеством изготовленной продукции или другими единицами.

Вероятность безотказной работы — вероятность того, что при определенных режимах и условиях эксплуатации в пределах заданной продолжительности работы не возникает отказа.

Коэффициент готовности — отношение наработки агрегата в единицах времени за некоторый период эксплуатации к сумме этой наработки и времени, затраченного на отыскание и устранение отказов в тот же период эксплуатации.

Эргономика и техническая эстетика

Повышение технического уровня, надежности и долговечности изготавливаемого оборудования должно сочетаться с совершенствованием его эргономической и эстетической характеристик.

Создание современных изделий, машин и агрегатов, отвечающих лучшим образцам и мировым стандартам по качеству, удобству обслуживания и внешнему виду, немалосило без участия в проектировании художника-конструктора. Проектирование промышленного теплообменного аппарата должно базироваться на технических условиях и наряду с этим — на требованиях, выдвигаемых новыми научными дисциплинами — эргономикой и технической эстетикой.

Эргономика — научная дисциплина, изучающая функциональные возможности человека в трудовых процессах с целью создания для него совершенных орудий и оптимальных условий труда.

Техническая эстетика — научная дисциплина, предметом которой является область деятельности художника-конструктора [Л. 66]. Целью художественного конструирования является — в тесной связи с техническим конструированием — создание промышленных объектов: наиболее полно удовлетворяющих запросы обслуживающего персонала; максимально соответствующих условиям эксплуатации; имеющих высокие эстетические качества; гармонирующих с окружающей обстановкой.

Опираясь на эскизы и требования технического конструктора, художник-конструктор определяет степень рациональности компоновки узлов и связей с источниками энергии; анализирует удобство системы управления, регулирования и контроля; выбирает и оценивает выразительность формы и гармоничность композиции отдельных элементов агрегата; исследует влияние на форму изделия качества и цвета конструктивных материалов, цветových и световых условий окружающей среды и т. д.

Красивый внешний вид соответствует, как правило, рациональной и экономичной конструкции. Внешний вид изделия в большой мере зависит от его окраски. Цвет — важнейший фактор, не только определяющий эстетический уровень производства, но и влияющий на утомляемость работника, производительность труда и качество

продукции. При выборе цвета художник-конструктор руководствуется научно обоснованными положениями о действии его на остроту зрения, зрительное утомление, нервную систему и настроение обслуживающего персонала. Цвет изделий и оборудования и окраска помещения должны гармонизировать и способствовать оптимальной освещенности рабочего места.

Пути интенсификации теплообмена в аппаратах

Во многих отраслях техники задача интенсификации процесса теплообмена и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов стала весьма актуальной. Для интенсификации процессов теплообмена нашли применение следующие приемы:

1. Оребрение поверхности теплообмена, целесообразное как для повышения коэффициента теплопередачи, так и для снижения веса аппарата. Поверхность оребрения, в 5—10 раз превосходящая несущую поверхность трубок, не подвержена одностороннему давлению, а поэтому ребра можно выполнять из более тонкого материала, чем стенки труб, и этим достигать значительного снижения веса аппарата.

2. Искусственная турбулизация потока. При низких значениях критерия Re , соответствующих дотурбулентным режимам, можно искусственной турбулизацией потока достичь значений коэффициента теплоотдачи, соответствующих развитому турбулентному режиму. Однако в связи со снижением эффекта искусственной турбулизации при повышении числа Re может наступить момент, когда темп роста сопротивления потока будет превалировать над темпом роста теплоотдачи, и развитие турбулентности будет экономически бесполезным.

3. Уменьшение габаритных размеров теплообмена. Применительно к воздухоподогревателям газотурбинных установок С. С. Берман [Л. 5] показал, что при уменьшении наружного диаметра трубок с 19 до 14 мм объем пучка уменьшается в 1,54 раза, глубина пучка (по пути движения теплоносителя) — в 1,52 раза, а поверхность теплообмена только в 1,14 раза. При этом число трубок увеличивается в 1,8 раза. Уменьшение диаметра трубок и увеличение их числа усложняют и удорожают изготовление трубчатого аппарата и его эксплуатацию (вследствие увеличения сопротивления). Поэтому возможности повышения удельной поверхности трубчатых аппаратов весьма ограничены.

1-8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАТРАТ НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ И МОНТАЖ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Цена теплообменных аппаратов

Ценность всякого инженерного проекта повышается, если используемое для его реализации оборудование выбрано на основе технико-экономических расчетов или на основе сопоставления с другими аналогичными объектами. Такие расчеты и сопоставления возможны, если известны или могут быть ориентировочно определены цены используемого оборудования.

По материалам [Л. 40] можно определить цену некоторых трубчатых теплообменников.

Кожухотрубчатые теплообменники. Цена кожухотрубчатого теплообменного аппарата определяется из соотношения

$$C_{т.а} = G_{т.а} K_{G_{т.а}}, \quad (1-11)$$

Таблица 1-2

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников из нержавеющей стали

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	20	1 510	25,33	3,5—6	20	1 210	20,50
	25	1 495	21,92		25	1 195	17,75
	32	1 420	19,25		32	1 145	15,67
	38	1 370	17,33		38	1 105	14,00
	44	1 270	14,92		44	1 030	12,08
	57	1 180	11,17		57	950	9,17
0,7—1,3	20	1 480	24,17	6—12	20	1 155	20,58
	25	1 400	20,75		25	1 100	17,67
	32	1 335	18,08		32	1 060	15,25
	38	1 285	16,00		38	1 030	13,50
	44	1 190	14,17		44	980	11,42
	57	1 100	10,50		57	910	8,17
1,3—3,5	22	1 350	21,83	Более 12	20	1 095	19,58
	25	1 270	18,92		25	1 045	16,67
	32	1 215	16,67		32	1 005	14,42
	38	1 175	14,83		38	975	12,75
	44	1 095	12,83		44	930	10,75
	57	1 010	9,75		57	870	7,58

Таблица 1-3

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников с кожухом из углеродистой стали и трубами из нержавеющей стали

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	20	985	28,42	3,5—6	20	735	21,25
	25	910	24,25		25	675	18,17
	32	850	22,17		32	630	16,58
	38	810	20,50		38	605	15,25
	44	710	18,75		44	530	14,00
	57	640	15,75		57	480	11,75
0,7—1,3	20	898	25,87	6—12	20	688	19,87
	25	825	22,17		25	635	16,92
	32	770	20,25		32	590	15,50
	38	735	18,75		38	565	14,33
	44	645	17,08		44	495	13,08
	57	585	14,35		57	450	11,00
1,3—3,5	20	762	21,92	Более 12	20	645	18,58
	25	700	18,83		25	595	15,92
	32	655	17,17		32	555	14,5
	38	625	15,92		38	530	18,42
	44	550	14,50		44	565	12,25
	57	495	12,25		57	420	10,33

где $G_{т.а}$ — вес теплообменного аппарата, т; $K_{G_{т.а}}$ — цена единицы веса теплообменного аппарата, руб/т.

Величина $K_{G_{т.а}}$ зависит от веса аппарата, материала и диаметра труб и отношения веса труб к весу аппарата; она может быть записана в виде уравнения

$$K_{G_{т.а}} = a + b(c - 20). \quad (1-12)$$

В уравнении (1-12) коэффициенты a и b зависят от материала аппарата, его веса и диаметра труб; они даны в виде таблиц, полученных на основании обработки технико-экономических расчетов технологических и энергетических схем по прейскурантам и справочникам оптовых цен на изготовление и монтаж оборудования [Л. 70 и 93]. Коэффициент c — отношение веса труб к весу аппарата — колеблется в пределах от 20 до 80%. Ниже приведены таблицы значений коэффициентов a и b для следующих теплообменных аппаратов:

Таблица 1-4

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников из углеродистой стали

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	10	590	4,92	3,5—6	10	350	4,17
	25, 32, 38	545	3,25		25, 32, 38	325	2,75
	51, 57	445	1,58		51, 57	290	0,75
0,7—1,3	10	495	475	6—12	10	310	3,83
	25, 32, 38	455	2,92		25, 32, 38	290	2,50
	51, 57	380	1,33		50, 57	260	0,75
1,3—3,5	10	390	4,17	Более 12	10	280	3,61
	25, 32, 38	365	2,75		25, 32, 38	270	2,17
	51, 75	320	0,83		51, 57	240	0,58

Таблица 1-5

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников из меди и латуни

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	10	1800	7,33	3,5—6	10	1330	6,42
	20, 25	1730	3,92		20, 25	1270	3,58
	32, 38	1710	2,92		32, 38	1255	2,58
	45, 55	1580	3,00		45, 55	1190	2,75
0,7—1,3	10	1490	6,33	6—12	10	1130	5,75
	20, 25	1430	3,50		20, 25	1080	3,08
	32, 38	1410	2,67		32, 38	1085	2,33
	45, 55	1320	2,83		45, 55	1015	2,42
1,3—3,5	10	1400	6,42	Более 12	10	1080	5,58
	20, 25	1345	3,50		20, 25	1025	3,17
	32, 38	1325	2,59		32, 36	1010	2,33
	45, 55	1250	2,75		45, 55	965	2,42

- 1) из нержавеющей стали — табл. 1-2;
- 2) с кожухом из углеродистой стали и трубами из нержавеющей стали — табл. 1-3;
- 3) из углеродистой стали — табл. 1-4;
- 4) из меди и латуни — табл. 1-5;
- 5) из алюминия — табл. 1-6.

Таблица 1-6

Значения $K_{G_{T.a}}$ для теплообменников из алюминия

$G_{T.a}$	$d, \text{ мм}$	a	b
До 0,7	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	2 235	13,25
0,7—1,3	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	1 885 1 620 1 635	12,75 7,92 8,67
1,3—3,5	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	1 690 1 445 1 460	12,25 7,61 8,33
3,5—6	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	1 550 1 325 1 340	12,17 7,67 8,33

 δ — толщина стенки трубы.

Относительная погрешность расчета $K_{G_{T.a}}$ по формуле (1-12) с использованием таблиц по сравнению с данными ценников не превышает 3% для теплообменников с трубами диаметром 57 мм и 1% для остальных теплообменников с трубами меньшего диаметра.

Секционные теплообменники («труба в трубе»). Для этих теплообменников в прейскуранте [Л. 70] дана таблица цен единицы веса аппарата $K_{G_{T.a}}$ в руб/т. Цены установлены на аппараты из труб диаметром 38 мм при толщине стенки 2,5—4 мм (табл. 1-7). При изготовлении теплообменников из труб других диаметра и толщины производится доплата или скидка в процентах согласно табл. 1-8.

Цена теплообменника «труба в трубе» из нержавеющей стали Х18Н9Т принята для аппаратов с трубами диаметром 44, 57 и 76 мм при толщине стенки 1,5—4 мм. При изготовлении аппаратов из труб меньшего диаметра производится следующая доплата к цене 1 т труб:

Диаметр труб, мм . . .	20	25	32	38
Доплата, %	38	23	11	4

Таблица 1-7

Цена $K_{G_{T.a}}$ единицы веса теплообменного аппарата «труба в трубе» при трубах диаметром 38 мм и толщине стенки 2,5—4 мм

Материал	Вес изделия, т				
	До 1,3	1,31—3,5	3,51—6,0	6,1—12	Более 12
Сталь углеродистая . .	600	500	450	420	390
Сталь нержавеющая Х18Н9Т	3 065	2 800	2 600	2 400	2 205
Медь, латунь	1 600	1 510	1 440	1 440	1 340
Чугун	520	425	345	325	310

При изготовлении теплообменников из труб другого диаметра и другой толщины стенки производится доплата или скидка в процентах — см. табл. 1-8.

Таблица 1-8

Доплата (или скидка) в процентах к цене 1 т теплообменного аппарата «труба в трубе», определенной по табл. 1-7

Толщина стенки, мм	Диаметр труб, мм					
	10	25	32	38	51	57
1	+65	+26	+26	+21	+21	+24
1,5	+45	+26	+20	+15	+12	+12
От 2,5 до 4	+39	+8	+8	+0	—5	—5
5	0	+5	+2	—5	—1	—5

Цена монтажа теплообменных аппаратов

Цена монтажа теплообменных аппаратов в рублях определяется для строек первой группы по уравнениям:

а) для теплообменников весом $G_{T.a}=0,1—3$ т

$$C_{м.г.а} = 9 + \sqrt{130\,900 (G_{T.a} - 361,8)^2}; \quad (1-13)$$

б) для теплообменников весом $G_{T.a}=3—7$ т

$$C_{м.г.а} = 42 + \sqrt{223\,700 - (G_{T.a} - 475,8)^2}; \quad (1-14)$$

в) для теплообменников весом $G_{T.a}=7—12$ т

$$C_{м.г.а} = 101 + \sqrt{28\,300 - (G_{T.a} - 175,2)^2}. \quad (1-15)$$

Величина относительной погрешности при расчете по этим формулам по сравнению с данными ценников не превышает 3—5%. Так как в капитальных вложениях стоимость монтажа теплообменников значительно мень-

ше стоимости их изготовления, применение вышеприведенных уравнений для расчета общих капитальных вложений на теплообменники вполне допустимо.

Авторы монографии [Л. 40] А. П. Клименко и Г. Е. Каневец приводят также исходные данные и методику расчета капитальных вложений при изготовлении нагнетателей различных мощностей и конструкций.

1-9. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Каждая конструкция теплообменника должна быть оценена с точки зрения удобства и экономичности ее эксплуатации. Эти качества аппарата определяются его надежностью и долговечностью, простотой и доступностью управления, ревизии и ремонта, а также высокими к.п.д., тепловыми и гидродинамическими показателями в эксплуатации [Л. 5].

а) Коэффициент полезного действия теплообменников. Тепловым показателем совершенства теплообменника является коэффициент его полезного действия (к.п.д.) η :

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1-16)$$

где Q_1 — максимально возможное количество тепла, которое может быть передано от горячего теплоносителя холодному в данных условиях; Q_2 — количество тепла, переданное от горячего теплоносителя холодному, или тепло, затраченное на технологический процесс.

Максимально возможное количество тепла, или расходуемое тепло, зависит от начальных температур и водяных эквивалентов теплоносителей. Оно может быть выражено как произведение меньшего водяного эквивалента на полную разность начальных температур теплоносителей (рис. 1-13, а и б), т. е.

$$Q_1 = W_{\min} \Delta t_{\max}. \quad (1-17)$$

Приняв постоянными теплоемкости теплоносителей в рассматриваемом интервале температур, можно запи-

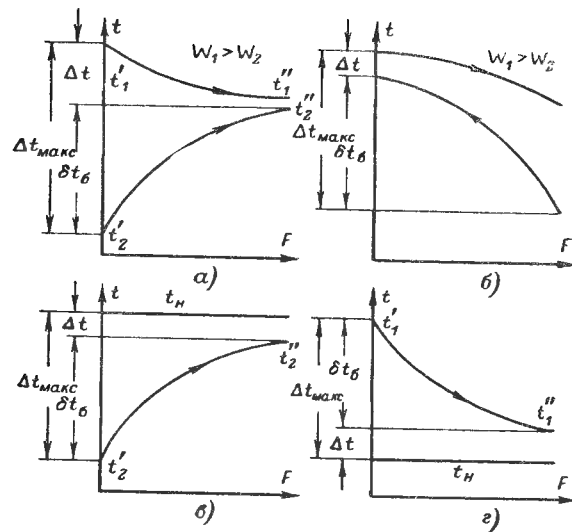


Рис. 1-13. К экономической оценке эксплуатационных показателей теплообменных аппаратов.

сать к.п.д. теплообменника как

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{W_{\min} (t_2'' - t_2')}{W_{\min} (t_1' - t_2')} = \frac{\delta t_6}{\Delta t_{\max}}, \quad (1-18)$$

где $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2''$ — максимальный температурный напор или разность начальных температур теплоносителей; δt_6 — изменение температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом.

Пример. В бойлер подаются греющий пар с давлением $P = 2,5 \text{ кг/см}^2$ и температурой $t_H = 127^\circ \text{C}$ и вода с начальной температурой $t_2' = 20^\circ \text{C}$. Пар конденсируется, а вода нагревается до $t_2'' = 80^\circ \text{C}$. К.п.д. бойлера будет равен:

$$\eta = \frac{t_2'' - t_2'}{t_H - t_1'} = \frac{80 - 20}{127 - 20} = \frac{60}{107} = 0,56.$$

Эксплуатационные показатели бойлера оцениваются иногда величиной «недогрева» воды, выраженной разностью $\Delta t = t_H - t_2'$ (рис. 1-13, в). Эта разность может

быть представлена и как

$$\Delta t = \Delta t_{\text{макс}} - \delta t_0, \quad (1-19)$$

т. е. «недогрев» равен разности располагаемого температурного напора $\Delta t_{\text{макс}}$ и изменения температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом δt_0 .

Из равенств (1-18) и (1-19) выражение для к.п.д. аппарата может быть записано в виде

$$\eta = 1 - \frac{\Delta t}{\Delta t_{\text{макс}}}. \quad (1-20)$$

Количество тепла, передаваемое жидкости от конденсирующегося пара через элементарную площадку поверхности теплообмена, может быть выражено уравнением

$$dQ = Gcdt = Wdt = k(t_n - t_2)dF, \quad (1-21)$$

где $Gc = W$ — водяной эквивалент жидкости; k — коэффициент теплопередачи; F — поверхность теплообмена; t_n — температура конденсации пара; t_2 — переменная температура нагреваемой жидкости.

Разделив переменные и проинтегрировав обе части уравнения в соответствующих пределах, получим:

$$\int_0^F \frac{k dF}{W} = \int_{t_2'}^{t_2''} \frac{dt}{t_n - t_2}$$

или

$$\frac{kF}{W} = \ln \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''}.$$

Из этого равенства найдем отношение

$$\frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''} = e^{kF/W}. \quad (1-22)$$

Приняв во внимание, что в уравнении (1-22)

$$t_n - t_2' = \Delta t_{\text{макс}}, \text{ а } t_n - t_2'' = \Delta t,$$

перепишем его в виде

$$\frac{\Delta t_{\text{макс}}}{\Delta t} = e^{-\frac{kF}{W}}. \quad (1-23)$$

Тогда к.п.д. пароводяного теплообменника выразится из уравнений (1-20) и (1-22) как

$$\eta = 1 - e^{-\frac{kF}{W}}, \quad (1-24)$$

т. е. он зависит от безразмерного логарифмического уравнения, показатель степени которого есть отношение произведения коэффициента теплопередачи на поверхность теплообмена к водяному эквиваленту.

Для аппаратов, в которых происходит кипение жидкости за счет тепла горячего газа или горячей жидкости (рис. 1-13, з), по аналогии с предыдущим можно записать дифференциальное уравнение

$$dQ = -Gcdt = -Wdt = k(t - t_n)dF, \quad (1-25)$$

где $Gc = W$ — водяной эквивалент греющего газа или жидкости.

Знак минус перед членами, содержащими dt , подставлен потому, что при увеличении F величина t уменьшается, вследствие чего величина dt становится отрицательной. Из уравнения (1-25) после интегрирования находим отношение

$$\frac{t_1' - t_n}{t_1' - t_n} = e^{-\frac{kF}{W}}. \quad (1-26)$$

Приняв во внимание, что $t_1' - t_n = t_{\text{макс}}$, а $t_1'' - t_n = \Delta t$, перепишем уравнение (1-25) в виде

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_{\text{макс}}} = e^{-\frac{kF}{W}}. \quad (1-27)$$

Тогда по аналогии с изложенным к.п.д. испарителя с газовым или жидкостным обогревом выразится формулой

$$\eta = 1 - e^{-\frac{kF}{W}}, \quad (1-28)$$

т. е. таким же выражением, как и для пароводяного подогревателя.

Зависимости (1-24) и (1-28) можно с достаточным приближением использовать также для воздухоохладителей, маслоохладителей и других подобных теплообменников, если водяной эквивалент горячего теплоносителя значительно ниже, чем охлаждающей воды, т. е. если нагрев воды незначителен.

Выражение для к.п.д. можно представить через коэффициент теплопередачи и поверхность теплообмена и в другом виде, если в формуле (1-16) количество переданного тепла представить в виде

$$Q_2 = kF\Delta t_{\text{ср}}, \quad (1-29)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — средний температурный напор в аппарате, °C. Тогда

$$\eta = \frac{kF\Delta t_{\text{ср}}}{Q_1} = \frac{kF\Delta t_{\text{ср}}}{W_{\text{мин}} \Delta t_{\text{макс}}}. \quad (1-30)$$

Из этой формулы вытекает, что в случае необходимости уменьшения поверхности F (для уменьшения веса аппарата) нужно повышать коэффициент теплопередачи k .

б) Теплогидродинамическое совершенство теплообменников. Мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителей в теплообменнике, определяет в значительной степени величину коэффициента теплопередачи или общую теплопроизводительность аппарата. Поэтому важным показателем совершенства теплообменного аппарата является степень использования мощности на прокачку теплоносителя для обеспечения требуемого теплообмена.

Теплогидродинамическое совершенство аппарата можно характеризовать отношением двух видов энергии: тепла Q (ккал), переданного через поверхность теплообмена, и работы AN (ккал), затраченной на преодоление гидродинамического сопротивления, выраженной в тепловых единицах (A — термический эквивалент работы, равный $1/427$ ккал/кг · м). Таким образом, меру использования затраченной работы на передачу тепла можно выразить отношением

$$E = \frac{Q}{AN}. \quad (1-31)$$

Вместо мощности, выраженной в тепловых единицах, AN удобно выражать пропорциональным ему выражением $V\Delta p$, в котором V — объемный расход теплоносителя, м³/ч или м³/сек; Δp — гидродинамическое сопротивление, мм вод. ст. или кг/см².

Чем больше значение E , тем при прочих равных условиях теплообменник или его поверхность теплообмена совершеннее с теплогидродинамической (энергетической)

точки зрения. Энергетический коэффициент E — величина безразмерная, поэтому числитель и знаменатель выражения (1-31) можно относить к произвольной, но одной и той же единице, например к единице поверхности теплообмена (тепловой показатель), к единице веса поверхности теплообмена (весовой показатель) или к единице объема (объемный показатель). При сравнении аппаратов значение E можно относить ко всему теплу и ко всей затраченной работе либо к единице поверхности, веса или объема аппарата.

Анализ показывает, что при прочих равных условиях изменение скорости теплоносителя по-разному влияет на различные величины, характеризующие работу аппарата: коэффициент теплопередачи изменяется пропорционально скорости (или расходу) в степени 0,6—0,8; гидродинамическое сопротивление пропорционально скорости в степени 1,7—1,8, а мощность на прокачку теплоносителя — в степени 2,75. С увеличением скорости теплоносителя мощность на его прокачку растет значительно быстрее, чем количество переданного тепла, т. е. для определенного аппарата или определенной поверхности теплообмена значение энергетического коэффициента E уменьшается с увеличением скорости теплоносителя. Поэтому абсолютное значение коэффициента E не может служить мерой теплогидродинамического совершенства теплообменного аппарата, а полезно только при сопоставлении двух или нескольких аппаратов.

Для исключения влияния температурного напора энергетический коэффициент можно выразить величиной, отнесенной к 1 град, т. е. заменить $Q = \alpha F \Delta t$ и поделить на температурный перепад Δt . Тогда энергетический коэффициент запишется в виде отношения

$$E = \frac{\alpha F \Delta t}{AN \Delta t} = \frac{\alpha F}{AN}. \quad (1-32)$$

Наиболее удобно сопоставлять эффективность теплообменных аппаратов в системе координат, в которой по оси абсцисс откладывают тепловые (AN/F), объемные ($AN/V_{\text{пуч}}$) или весовые ($AN/G_{\text{пуч}}$) показатели, а по оси ординат — коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к поверхности теплообмена $\alpha_{\text{т}} = Q/F\Delta t$, ккал/м² · ч · град, или объемные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{об}} = Q/V_{\text{пуч}}\Delta t$, ккал/м³ · ч · град, или весовые коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{в}} = Q/G_{\text{пуч}}\Delta t$, ккал/кг · ч · град, т. е.

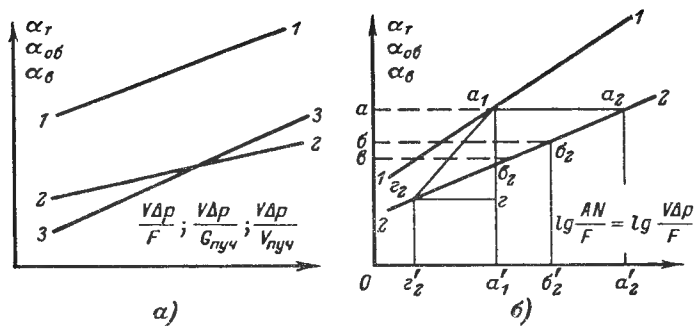


Рис. 1-14. Теплогидродинамическое сопоставление теплообменных аппаратов с различными поверхностями теплообмена.

$$\alpha_r = f\left(\frac{AN}{F}\right); \quad (1-33a)$$

$$\alpha_{об} = f\left(\frac{AN}{V_{пуч}}\right); \quad (1-33б)$$

$$\alpha_b = f\left(\frac{AN}{G_{пуч}}\right). \quad (1-33в)$$

Графическое изображение зависимостей (1-33) показано на рис. 1-14, а. Если критериальные уравнения для выражения теплоотдачи и гидравлического трения рассматриваемых аппаратов (уравнения Блазиуса и Никурадзе) являются показательными функциями, то в логарифмической системе координат линии зависимости будут прямыми (рис. 1-14, а). Предположим, что наиболее высокие показатели относятся к поверхности 1, а поверхности 2 и 3 уступают по своим показателям поверхности 1 и притом пересекаются. Тогда в области, соответствующей невысокой напряженности работы аппарата, аппарат 2 выгоднее аппарата 3, а в области высокой напряженности аппарат 3 выгоднее аппарата 2.

В качестве примера сопоставим два аппарата, разработанных по одному и тому же техническому заданию и для одной тепловой производительности, т. е. $Q = \text{idem}$, но выполненные из различных поверхностей теплообмена. Теплогидродинамические характеристики их по коэффициенту теплоотдачи α_r представлены на рис. 1-14, б, из которого видно, что по тепловым показателям аппа-

рат с поверхностью 1 экономичнее аппарата с поверхностью 2.

1-й случай: коэффициент теплоотдачи в обоих аппаратах одинаков, т. е. $\alpha_1 = \text{idem}$. Точки a_1 и a_2 лежат на одной горизонтали. Если термические сопротивления стенки (λ/δ) и со стороны второго теплоносителя (α_2) тоже одинаковы или пренебрежимо малы (что примем во всех рассматриваемых случаях), то поверхности теплообмена обоих аппаратов равны: $F = \text{idem}$. Однако затрата работы на перекачку теплоносителей во втором аппарате больше, и соотношение затрат энергии на второй и первый аппараты выразится отношением отрезков oa'_2/oa'_1 . В логарифмической сетке это отношение выразится отрезком $a'_1 a'_2$.

2-й случай: оба аппарата имеют одинаковую затрату энергии на единицу поверхности, т. е.

$$\frac{AN}{F} = \frac{V\Delta p}{F} = \text{idem}.$$

Точки a_1 и a_2 лежат на одной вертикали. Коэффициент теплоотдачи для второго аппарата будет меньше, а поверхность теплообмена больше, чем для первого аппарата.

3-й случай: коэффициенты теплоотдачи в аппаратах не равны: $a_1 > b_2$. Поверхность теплообмена аппарата 2 будет больше на величину отрезка ab . Затрата энергии на единицу поверхности аппарата 2 будет также больше и измеряется отрезком $a'_1 b'_2$. Превышение затраты энергии на весь аппарат 2 по сравнению с затратой энергии на аппарат 1 будет выражаться произведением отрезков $(ab) \times (a'_1 b'_2)$.

4-й случай, наиболее вероятный для расчета: общая затрата энергии на оба аппарата одинакова, т. е. $AN = V\Delta p = \text{idem}$ (при сохранении ранее принятого условия — $Q = \text{idem}$). Если для аппарата 1 за исходную примем точку a_1 , то для соответственной на линии 2—2 точки g_2 расход энергии на единицу поверхности $V\Delta p/F$ должен быть во столько раз меньше, во сколько раз меньше коэффициент теплоотдачи, т. е. во сколько раз больше поверхность теплообмена. При равенстве масштабов на осях координат точка g_2 должна находиться на пересечении прямой, проходящей через точку a_1 под углом 45° , т. е. отрезок $a_1 g_2$ должен быть равен отрезку $g_2 g_2$.

Если масштабы на обоих осях различны, то графическое построение нужно выполнять с учетом различия масштабов.

1-10. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В последние годы при термодинамическом анализе энерготехнологических процессов изучают не просто потери тепла, а потери энергии, пригодной для превращения в другой вид энергии независимо от параметров окружающей среды. Мера пригодной энергии системы при обратимом взаимодействии с окружающей средой называется эксергией системы. Эксергия системы в данном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью организованной энергии, которое может быть получено от данной системы в результате ее обратимого перехода из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой.

Эксергия системы, находящейся в состоянии равновесия с окружающей средой постоянных параметров, остается неизменной при обратимом проведении всех процессов, протекающих как внутри системы, так и при взаимодействии ее со средой, и уменьшается, если любое из этих взаимодействий проходит необратимо. В некотором смысле эксергия аналогична энтропии, возрастание которой, как и уменьшение эксергии, также отражает потери от необратимости. Однако уменьшение эксергии сразу показывает величину потери пригодной энергии и позволяет сопоставлять величину потери с имеющимся количеством этой энергии, т. е. получить как абсолютную, так и относительную величину потери.

Эксергию E системы или потока определяют из уравнения

$$E = i - i_0 - T(s - s_0), \text{ ккал/кг}, \quad (1-34)$$

в котором энтальпия i и энтропия s относятся к параметрам состояния системы или потока; индекс 0 обозначает состояние системы или потока в равновесии с окружающей средой (при 20°C или другой, близкой к ней температуре).

Для передачи определенного количества тепла в теплообменнике необходима конечная разность температур между теплым и холодным теплоносителями. Вследствие этого процесс теплопередачи характеризуется опре-

деленной необратимостью: по отношению к исходному состоянию переданное тепло обесценивается. В обычных термодинамических расчетах это обстоятельство не отражается. Для оценки теплообменника существенное значение имеет интервал температур (выше или ниже окружающей среды T_0), в котором он работает. При температуре выше температуры окружающей среды T_0 эффект процесса теплообмена заключается в нагреве среды; при температуре ниже T_0 — в охлаждении среды, так как охлаждение тела с температурой выше T_0 и нагревание тела с температурой ниже T_0 происходит самопроизвольно, без затраты энергии. Это принципиальное положение также не находит отражения в обычных определениях эффективности аппарата. Теплообменник, работающий с меньшей разностью между температурами теплой и холодной сред, работает с большим к.п.д., т. е. затрата на получение определенного полезного эффекта тем меньше, чем меньше необратимость. Вместе с тем с уменьшением разности температур увеличивается поверхность, необходимая для передачи определенного количества тепла, а вместе с ней и стоимость аппарата. Таким образом, минимум суммарных затрат определяется разностью температур, оптимальной с технико-экономической точки зрения. Такая оптимизация в расчете теплообменника возможна только при использовании в соотношениях затрат понятия эксергии [Л. 12].

Для количественной оценки степени термодинамического совершенства того или иного теплообменного аппарата в настоящее время применяют понятие эксергетического к.п.д. $\eta_{\text{экс}}$. С учетом всех потерь эксергетический к.п.д. теплообменного аппарата выражается одной из формул:

теплообмен в аппарате при $T > T_0$

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{G_B \Delta e_{3-4}}{G_A \Delta e_{1-2}} = \frac{G_A \Delta e_{1-2} - (d_T + d_p + d_{\text{из}})}{G_A \Delta e_{1-2}}, \quad (1-35a)$$

теплообмен в аппарате при $T < T_0$

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{G_A \Delta e_{1-2}}{G_B \Delta e_{3-4}} = \frac{G_B \Delta e_{3-4} - (d_T + d_p + d_{\text{из}})}{G_B \Delta e_{3-4}}, \quad (1-35б)$$

где G_A и G_B — расходы соответственно горячего и холодного теплоносителей, кг/ч; $G_A \Delta e_{1-2}$ — изменение величины потока эксергии горячего тепло-

носителя A в процессе движения по поверхности теплообмена от точки 1 до точки 2, ккал/ч ; $G_B \Delta e_{3-4}$ — изменение величины потока эксергии холодного теплоносителя B в процессе движения по поверхности теплообмена от точки 3 до точки 4, ккал/ч ; d_T — потеря эксергии от наличия конечной разности температур при теплообмене, ккал/ч ; d_p — потеря эксергии от гидравлических сопротивлений при проходе теплоносителей в аппарате, ккал/ч ; $d_{из}$ — потеря эксергии через тепловую изоляцию аппарата, ккал/ч .

В специальной литературе¹ излагаются методы определения отдельных составляющих потерь энергии и оценка влияния каждой из них на эксергетический к.п.д. теплообменника.

1-11. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Перед началом проектирования необходимо уточнить исходные данные и содержание задания, изучить условия эксплуатации и сметные возможности по капитальным затратам и на основании произведенного анализа выбрать принципиальную конструкцию будущего аппарата. Не следует слепо подражать известным решениям. Оптимальное конструктивное решение рождается на основании большого опыта проектной работы, обязательной эскизной разработки и последующего сравнения нескольких вариантов проекта.

Для расчета предпочтительны формулы, в которых физический смысл вполне ясен. Предпочтительнее пользоваться теоретическими формулами, приведенными к инженерному виду, а не эмпирическими, пригодными только для определенных условий. Чем точнее и полнее учитываются при расчете факторы, влияющие на размеры и прочность конструкции (переменные давления, температуры, вибрации, перегрузки, остаточные напряжения и др.), тем меньшими могут приниматься различные поправочные коэффициенты. Сложный и ответственный расчет должен сопровождаться, а еще лучше предваряться грубой прикидочной оценкой порядка искомой величины. Наиболее часто ошибки в расчетах являются следствием неверных предположений, отклонений метода расчета от действительного хода описываемого процесса, ошибок в размерностях физических величин и неправильных оценок знаков² на счетных инструментах.

При проектировании аппарата расчет и конструирование одинаково важны; поэтому не следует переоценивать значение расчета и недооценивать значение конструирования. Широкое использование

стандартов, технических условий (ТУ) и нормалей ускоряет и удешевляет проектирование, изготовление и эксплуатацию оборудования. Стоимость проектирования составляет незначительную часть стоимости самого оборудования. Поэтому не следует ограничивать совершенствование агрегата при проектировании.

Чертежи следует оформлять в строгом соответствии со стандартами и принятыми условностями. Чертить нужно лаконично, не представлять лишних размеров и не вычерчивать лишних проекций, однако необходимо внести в чертеж все цифры, примечания и полную спецификацию с тем, чтобы можно было сделать детальные чертежи.

Длительный опыт проектирования теплообменников позволил рекомендовать следующую последовательность в проведении расчета рекуперативных теплообменных аппаратов (предлагаемая последовательность может быть положена в основу выбора, проектирования и расчета также и других аппаратов теплоиспользующих установок):

1. Уточняют технологическую и тепловую схемы, в которых одним из элементов является рассматриваемый теплообменный аппарат.

2. Оценивают величину продувок, дренажей, сливов, проб и других потерь и составляют схемы тепловых и материальных потоков для рассчитываемого аппарата.

3. Составляют тепловой баланс аппарата, после которого уточняют теплопроизводительность, расходы, начальные и конечные температуры теплоносителей, их физико-химические свойства, токсичность и агрессивность по отношению к конструкционным материалам.

Для рекуперативного жидкостно-жидкостного теплообменника тепловой баланс выражается формулой

$$Q = G_1 (\tau'_1 - \tau''_1) \eta_n = G_2 (\tau''_2 - \tau'_2) \quad (1-36)$$

Для парожидкостных подогревателей и конденсаторов

$$Q = D_1 (i'_1 - \tau''_1) \eta_n = G_2 (\tau''_2 - \tau'_2) \quad (1-37)$$

Для одноступенчатой испарительной или паропреобразовательной установки с продувкой

$$Q = D_1 (i'_1 - \tau''_1) \eta_n = D_2 (i''_2 - \tau'_2) + G_{пр} (\tau''_2 - \tau'_2) \quad (1-38)$$

Здесь приняты обозначения:

Q — тепловая производительность аппарата, ккал/ч ; G_1 ; G_2 ; $G_{пр}$ — расход обогревающей, обогреваемой и продувочной жидкосты, кг/ч ; D_1 ; D_2 — расход греющего и вторичного пара, кг/ч ; i'_1 ; i''_2 — энтальпии греющего и вторичного пара, ккал/кг ; τ'_1 ; τ''_2 ; τ'_2 ; τ''_1 — соответственно энтальпии греющей жидкости на выходе и нагреваемой жидкости на входе и на выходе, ккал/кг ; $\eta_n = 0,96 \div 0,98$ — коэффициент, учитывающий потерю тепла аппаратом в окружающую среду.

4. Сообразно с технологическими свойствами теплоносителей определяют конструкцию теплообменника, а по химической агрессивности выбирают конструкционные материалы для его изготовления.

5. В зависимости от свойств и температуры теплоносителей, степени рекуперации тепла и конструктивной схемы теплообменника

¹ Бродянский В. М. (ред.), Энергия и эксергия, изд-во «Мир», 1968; Бродянский В. М. (ред.), Эксергетический метод и его приложения, изд-во «Мир», 1967; Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е., Техническая термодинамика, изд-во «Энергия», 1968.

выбирают направление относительного тока обменивающихся теплом веществ. Противоточное движение теплоносителей всегда должно быть наиболее желательным при проектировании нового теплообменника, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению теплопроизводительности Q или уменьшению рабочей поверхности аппарата F . Если по технологическим, конструктивным или компоновочным соображениям направить теплоносители противотоком невозможно, необходимо стремиться к многоперекрестному току с обменом теплом на общем противоточном принципе. Направление тока теплоносителей не имеет существенного значения в теплообменниках с изменением агрегатного состояния хотя бы одного из двух теплоносителей.

Направление тока теплоносителей оказывает влияние не только на общую теплопроизводительность аппарата Q , но и на изменение температур теплоносителей Δt_1 и Δt_2 , а увеличение перепадов температуры при неизменной теплопроизводительности приводит к уменьшению расхода теплоносителей G_1 и G_2 и затрат на энергию для их транспортировки.

В решении вопроса выбора тока теплоносителя относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб нужно руководствоваться следующим правилом [Л. 11]: при отношении $Nu/Pr^{0,4} > 58$ выгоднее продольное, а при $Nu/Pr^{0,4} < 58$ — поперечное омывание.

6. Определяют среднюю разность температур теплоносителей $\Delta t_{ср}$. Для противотока и прямотока применима формула

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (1-39)$$

Если $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 4,5$, можно пользоваться более удобной для расчета формулой

$$\Delta t_{ср} = \frac{1}{2} (\Delta t_6 + \Delta t_m) - 0,1 (\Delta t_6 - \Delta t_m) \quad (1-40)$$

а при $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 1,8$ средний температурный напор можно рассчитывать по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{1}{2} (\Delta t_6 + \Delta t_m) \quad (1-41)$$

Если при противотоке водяной эквивалент $W = Gc_p$ для обоих теплоносителей одинаков, то $t_6 = \Delta t_m = \Delta t_{ср}$.

При перекрестном токе и в других сложных системах движения теплоносителей в теплообменнике $\Delta t_{ср}$ определяют по формуле (1-39) с введением коэффициента ψ , который определяют по графикам, составленным для конкретных схем движения теплоносителей [Л. 30]

7. На основе опыта или с помощью справочников по теплопередаче ориентировочно оценивают значения коэффициентов теплоотдачи для теплоносителей как от горячего к стенке (α_1), так и от стенки к холодному (α_2). Можно пользоваться следующими средними значениями [Л. 59].

Пределы значений α и k в промышленных установках

а) Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи α , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

при нагревании и охлаждении воздуха	1—50
при нагревании и охлаждении перегретого пара	20—100
при нагревании и охлаждении масел	20—1 500
при нагревании и охлаждении воды	500—10 000
при кипении воды	500—45 000
при пленочной конденсации водяных паров	4 000—15 000
при каплевой конденсации водяных паров	40 000—120 000
при конденсации органических паров	500—2 000

б) Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

при теплопередаче от газа к газу	25
при теплопередаче от газа к воде	50
при теплопередаче от керосина к воде	300
при теплопередаче от воды к воде	1 000
при теплопередаче от конденсирующихся паров к воде	2 500
при теплопередаче от конденсирующихся паров к маслам	300
при теплопередаче от конденсирующихся паров к кипящему маслу	500

8. Определяют термическое сопротивление поверхности теплообмена вместе с загрязнениями на обеих ее сторонах:

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \sum \frac{\delta_{заг}}{\lambda_{заг}} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{заг}, \quad (1-42)$$

где δ — толщина каждого слоя, составляющего стенку, м;
 λ — коэффициент теплопроводности материала слоя, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

Материал	Теплопроводность, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$	Материал	Теплопроводность, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$
гипс	0,25	латунь	73,5
копоть ламповая	0,027	медь	330
лед	1,94	никель	50
мел	0,80	сталь	39
накипь котельная	1,13—2,70	нержавеющая сталь	13,8—23,7
песок влажный	0,97	чугун	54
песок сухой	0,28		
алюминий	175		

9. С учетом загрязненности поверхности определяют ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k .

Для плоской стенки по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}}, \quad (1-43)$$

для цилиндрической стенки по формуле

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}} \right) + R_{заг}}, \quad (1-44)$$

где d_{cp} ; $d_{вн}$; $d_{нар}$ — средний, внутренний и наружный диаметры трубы, м.

10. По ориентировочному значению k определяют предварительное значение поверхности теплообмена F по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}. \quad (1-45)$$

11. Определяют средние температуры теплоносителей в аппарате. Если можно принять теплоемкости постоянными, то среднюю температуру теплоносителей можно определить по формулам [Л. 71]: при противотоке

$$t_1^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t_2'' + \Delta t_{cp}) - t_1'}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (1-46)$$

$$t_2^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t_2'' - t_1' + \Delta t_{cp}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (1-47)$$

при прямотоке

$$t_1^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t_2' + \Delta t_{cp}) + t_1'}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}; \quad (1-48)$$

$$t_2^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t_2' + t_1' - \Delta t_{cp}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}. \quad (1-49)$$

Достаточно, однако, определить среднюю температуру одного теплоносителя, так как среднюю температуру другого легко найти из равенства

$$t_1^{cp} - t_2^{cp} = \Delta t_{cp}. \quad (1-50)$$

В практических расчетах среднюю температуру теплоносителя часто определяют как среднеарифметическую начального и конечного ее значений. Такое упрощение ведет к нарушению соотношения (1-50), что затрудняет правильное определение температуры стенки. Если считать, однако, что в большинстве случаев k сравнительно

мало изменяется с температурой, неточность в определении средней температуры теплоносителя влияет на результат расчета незначительно. Поэтому при противотоке считают допустимым определять среднюю температуру теплоносителя с меньшим температурным перепадом как среднеарифметическую, а среднюю температуру другого теплоносителя — по формуле (1-50). Практикуемый иногда способ определения средней температуры теплоносителя в виде среднелогарифмической из начальной и конечной его температуры совершенно не обоснован и часто приводит к грубым ошибкам.

12. По средним температурам теплоносителей и по справочным таблицам находят значения плотностей ρ , а затем секундные объемы теплоносителей по формуле

$$V = \frac{G}{\rho \cdot 3600}. \quad (1-51)$$

Для теплоносителей, удельный объем которых существенно изменяется с температурой, секундные объемы необходимо определять по начальной, средней и конечной температурам для соответствующих участков теплообменника.

13. Выбирают скорость теплоносителя. В кожухотрубчатом аппарате только один теплоноситель может иметь оптимальную скорость (обычно внутри труб), а скорость другого (в межтрубном пространстве) получается в зависимости от способа распределения труб в трубной решетке. Из условия турбулентности режима течения теплоносителя и по экономическим соображениям можно рекомендовать следующие средние значения скорости теплоносителей;

Теплоноситель	Скорость w , м/сек
вязкие жидкости	≤ 1
маловязкие жидкости и вода	1—3
запыленные газы	6—10
чистые газы	12—16
пар насыщенный	30—50
пар перегретый	50—75
пар разреженный	100—200

Наилучший метод выбора скоростей теплоносителей основан на технико-экономическом расчете: затраты на электроэнергию для перекачивания теплоносителя увеличиваются с повышением скорости, а стоимость поверхности теплообмена с повышением скорости снижается.

Величина скорости теплоносителя влияет на коэффициент теплоотдачи не только для газов и жидкостей, но и для пара. Опыты ВТИ показали, что при подаче конденсирующегося пара тонкими струями с большой скоростью коэффициент теплоотдачи возрастает в 3—10 раз. С увеличением скорости пара пленка образующегося конденсата утоняется и срывается с поверхности, благодаря чему уменьшается сопротивление переходу тепла от пара к стенке.

Верхний предел скорости жидкостей и газов лимитируется оптимальным гидравлическим сопротивлением аппарата, а также эрозией материала труб в результате воздействия потока.

Динамический напор струи на трубу определяется величиной

$$p_{\text{дин}} = \frac{\gamma w^2}{2g}, \text{ кг/м}^2. \quad (1-52)$$

В конденсаторах турбин величина динамического напора достигает 30 кг/м^2 (при скорости пара до 100 м/сек), а в маслоохладителях — 45 кг/м^2 (при скорости масла около 1 м/сек). Если напор такого порядка принять за допустимый при поперечном обтекании латунных труб, то оптимальная скорость теплоносителя из условий допустимой эрозии будет равна:

$$w = \sqrt{\frac{2g p_{\text{дин}}}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 45}{\gamma}} = \frac{30}{\sqrt{\gamma}} = 30 \sqrt{v}, \text{ м/сек.} \quad (1-53)$$

При продольном обтекании можно исходить из допустимой скорости движения воды в латунных трубах $2,5 \text{ м/сек}$, чему соответствует динамический напор в 318 кг/м^2 . Допустимая скорость пара или газа при продольном обтекании латунных труб или при движении в трубах будет:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 318}{\gamma}} \approx 80 \sqrt{v}, \text{ м/сек.} \quad (1-54)$$

Для стальных труб допустимые скорости из условий допустимой эрозии могут быть выбраны более высокими. Важно осуществить равномерное распределение скорости по потоку теплоносителя. В трубах скорости выравниваются вследствие большого гидравлического сопротивления. В межтрубном пространстве выравнивание скоростей достигается уменьшением зазоров между пучком и стенкой корпуса посредством установки щитков для устранения протечек (рис. 1-15).

14. Решают вопрос о направлении теплоносителей в то или другое пространство теплообменника. Внутри труб достигается легче

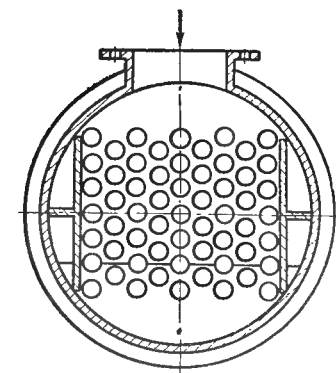


Рис. 1-15. Щитки для уменьшения зазора и для устранения протечек теплоносителя в межтрубном пространстве.

повышенная скорость, и поэтому теплоноситель с меньшим коэффициентом теплоотдачи лучше направлять в трубное пространство. Загрязненный теплоноситель следует подавать в трубы, а чистый в межтрубное пространство; очистку внутренней поверхности труб, особенно прямых, легко осуществить. Коррозионноактивные жидкости следует подавать в трубы. В этом случае только для крышек аппарата и для труб потребуются коррозионностойкий материал или покрытие. Наиболее важный узел — корпус аппарата — коррозии не подвергается.

Теплоноситель с высокими давлением и температурой предпочтительнее направлять в трубы, что способствует снижению механической нагрузки на корпус ап-

парата и снижению тепловых потерь в окружающую среду. Наоборот, если аппарат предназначен для охлаждения вещества, то предпочтительнее горячий теплоноситель направлять в межтрубное пространство, так как за счет отдачи тепла в окружающую среду можно уменьшить расход охлаждающего теплоносителя.

15. Выбирают диаметр труб и определяют их длину и число. В промышленных теплообменниках редко применяют трубы наружным диаметром менее 17 мм . Чаще всего устанавливают трубы наружным диаметром $22, 25, 32$ и 38 мм (последние два размера относятся к стальным трубам). Для загрязненных жидкостей и газов применяют трубы наружным диаметром $44,5, 51, 57$ и 76 мм . При проектировании теплообменных аппаратов необходимо иметь в виду, что трубы из цветных металлов следует применять только в особо важных случаях.

Обозначим:

$F_{\text{вн}}$ — поверхность теплообмена на внутренней стороне труб, м^2 ; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры труб, м ; l — общая длина трубы в расчете на одноходовой пучок, м ; l' — длина трубы в одном ходе многоходового пучка, м ; n — число труб в аппарате; z — число ходов в аппарате; $S_{\text{тр}}$ — проходное сечение труб в одном ходе, м^2 ; w — скорость теплоносителя в трубах, м/сек ; G — часовой расход теплоносителя, кг/ч ; γ — удельный вес теплоносителя, кг/м^3 .

Поверхность теплообмена в трубчатом аппарате выражается формулой

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} l n. \quad (1-55)$$

Выразим секундный объем протекающей в трубах жидкости в виде

$$V = S_{\text{тр}} w = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \frac{n}{z} w, \quad (1-56)$$

тогда общее число труб в аппарате

$$n = \frac{4z S_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}. \quad (1-57)$$

Длина труб из соотношений (1-55) и (1-57)

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} \frac{1}{n} = \frac{F_{\text{вн}} \pi d_{\text{вн}}^2}{\pi d_{\text{вн}} \cdot 4z S_{\text{тр}}} = \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}}}{4z S_{\text{тр}}}. \quad (1-58)$$

Выразим длину труб через расход и скорость теплоносителя. Известно, что

$$V = \frac{G}{3600 \gamma} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n w, \quad (1-59)$$

откуда

$$n = \frac{4G}{3600 \pi d_{\text{вн}}^2 w \gamma}. \quad (1-60)$$

Тогда новое соотношение для длины трубы в аппарате выразит-
ся как

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} \frac{3600 \pi d_{\text{вн}}^2 \omega \gamma}{4G} = 900 \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}} \omega \gamma}{G} \quad (1-61)$$

Рабочая длина труб в теплообменных аппаратах составляет 2—4 м и редко превышает 5 м. При большей расчетной длине конструируют многоходовые теплообменники, в которых число ходов теплоносителя по трубам $z = l/l'$, где l' — рабочая длина трубы в одном ходе.

Задав рабочую длину труб в одном ходе l' , из формулы (1-61) получим:

$$z = \frac{900 F_{\text{вн}} d_{\text{вн}} \gamma}{G l'} \omega = A \omega, \quad (1-62)$$

т. е. при заданных или выбранных размерах труб $d_{\text{вн}}$ и l' , а также известных G , F и γ число ходов теплоносителя в трубном пространстве прямо пропорционально выбранной скорости ω . В многоходовых теплообменных аппаратах рекомендуется выбирать число ходов z четным (2, 4, 6, 8, 10), чтобы входной и выходной патрубки для теплоносителя были в одной крышке аппарата. Если по расчету рабочая длина труб даже при большом числе ходов z (6—8) получается неконструктивно велика, необходимо либо задаться меньшей скоростью теплоносителя или меньшим диаметром труб, либо принять меньшими обе величины.

16. Выбирают способ крепления и метод разбивки труб в трубной решетке, а также планируют участки под перегородки в трубных решетках и крышках многоходовых аппаратов. Закрепление труб в трубной решетке должно обеспечивать плотность и прочность соединения, а также возможность легкой замены дефектных труб. Наиболее распространенным способом закрепления труб в промышленных теплообменниках является развальцовка (см. стр. 445 и 475).

Методика расчета трубных решеток на прочность изложена в гл. 11. Для предварительной разработки конструкции можно принять толщину трубной решетки

$$h_{\text{тр.р}} = \frac{d_{\text{н}}}{8} + C, \text{ мм}, \quad (1-63)$$

где $C=5$ для стальных и $C=10$ для медных трубных решеток.

Для высокотемпературных процессов или сильно текучих теплоносителей (керосина, сжиженных газов) принимают крепление труб методом электрической или газовой сварки или пайки, однако при этих способах затруднена смена труб, а сами способы сложны в технологическом отношении. В некоторых случаях концы труб уплотняют в трубной решетке с помощью сальников.

Разбивка труб на плоскости трубной решетки производится после выбора шага между трубами либо по вершинам равносторонних треугольников (ромбический пучок труб), либо по концентрическим окружностям (концентрический пучок труб). Ромбическая разбивка труб по периметрам правильных шестиугольников при числе шестиугольников $m \geq 7$ (при условии заполнения сегментов) выгоднее размещения по концентрическим окружностям.

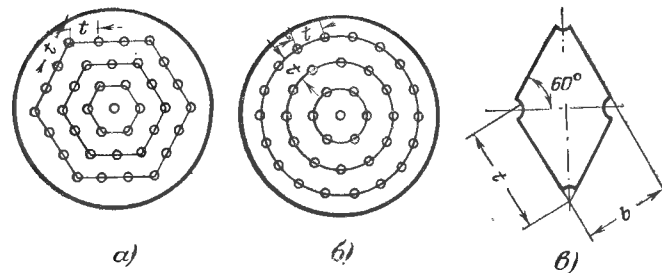


Рис. 1-16. Разбивка трубной решетки по шестиугольникам (а) и по концентрическим окружностям (б); мостик между трубами (в).

Шаг между центрами труб t принимают из условий прочности трубной решетки не менее $1,3d$. Можно рекомендовать следующие значения шага t в зависимости от наружного диаметра труб $d_{\text{н}}$.

$d_{\text{н}}, \text{ мм}$	17	22	25	32	38	44,5	51	57	63,5	77
$t, \text{ мм}$	27	32	35	44	50	58	66	74	81	93

В одноходовом теплообменнике с ромбической разбивкой труб при стороне внутреннего шестиугольника, равной шагу между трубами t , и при числе вписанных шестиугольников m общее число труб (с учетом одной центральной трубы) равно (рис. 1-16):

$$n = 1 + 6(1 + 2 + 3 + \dots + m) = 1 + 6 \frac{1+m}{2} = 1 + 3m + 3m^2. \quad (1-64)$$

Число шестиугольников для размещения труб

$$m = \frac{\sqrt{12n - 3} - 3}{6}. \quad (1-65)$$

Число труб по диагонали наибольшего шестиугольника составит:

$$e = 2m + 1. \quad (1-66)$$

При $m > 6$ желательно заполнять трубами сегменты между краем трубной решетки и сторонами наружного шестиугольника.

Размещение труб по концентрическим окружностям производится так, чтобы был выдержан радиальный шаг t , т. е. расстояние между окружностями, и примерно такой же шаг между трубами по окружности.

При радиальном шаге t радиусы окружностей будут: $r_1=t$; $r_2=2t$; $r_3=3t$; ...; $r_i=it$.

Соответственно длины окружностей будут равны: $c_1=2\pi r_1=2\pi t$; $c_2=4\pi t$; $c_3=6\pi t$; ...; $c_i=2\pi it$.

Число труб по окружностям с шагом, приблизительно равным t , составит:

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{c_1}{t} = \frac{2\pi t}{t} = 2\pi = 6,28 \approx 6; \\ n_2 &= \frac{c_2}{t} = \frac{4\pi t}{t} = 12,56 \approx 12; \\ n_3 &= \frac{c_3}{t} = 6\pi \approx 18; \\ n_i &= \frac{c_i}{t} = 2\pi i. \end{aligned} \quad (1-67)$$

Число труб, размещенных по шестиугольникам и по окружностям, можно определить с помощью табл. 1-9.

Разбивка труб по правильным квадратам применяется при использовании в межтрубном пространстве сильно загрязненных теплоносителей, так как такая разбивка облегчает очистку межтрубного пространства. Число труб в квадрате, вписанном в окружность трубной решетки, равно a^2 , где a — число труб, расположенных по стороне наибольшего вписанного квадрата. При $a > 6$ рекомендуется дополнительное размещение труб в сегментах между окружностью и сторонами квадрата.

17. Вычерчивают на бумаге эскиз теплообменника. По выбранному числу ходов выбирают тип крышки аппарата. По эскизу трубной решетки с нанесенной разбивкой труб и свободными (без отверстий) участками под перегородки крышек уточняют число труб в каждом ходу, стремясь достичь их приблизительного равенства. Существует несколько способов распределения труб по ходам в многоходовом теплообменнике. В крышках двух- и четырехходовых теплообменников ходы могут разделяться параллельными перегородками (рис. 1-17, а). На рисунке сплошными линиями показаны перегородки в передней крышке (со стороны входа теплоносителя в трубное пространство), а пунктиром — в задней крышке. Цифрами обозначена последовательность ходов. В аппаратах с четырьмя и более ходами применяют разбивку труб по секторам (рис. 1-17, б) или более сложные, комбинированные методы установки перегородок (рис. 1-17, в и г).

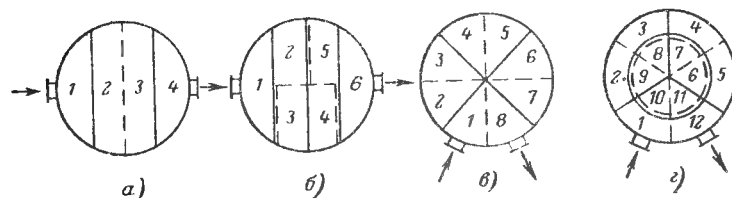


Рис. 1-17. Варианты установки перегородок в крышке.

Число труб в аппарате при разбивке в трубной решетке по шестиугольникам и по концентрическим окружностям

Число шестиуголь- ников или окруж- ностей	Разбивка по шестиугольникам						Разбивка по окружностям		
	Число труб по диагонали	Общее число труб без уче- та сегментов	Число труб			Число труб во всех сегментах	Общее число труб в аппарате	Число труб по наружной окружности	Общее число труб в аппа- рате
			в 1-м ряду сегмента	во 2-м ряду сегмента	в 3-м ряду сегмента				
1	3	7	—	—	—	—	7	6	7
2	5	19	—	—	—	—	19	12	19
3	7	37	—	—	—	—	37	18	37
4	9	61	—	—	—	—	61	25	62
5	11	91	—	—	—	—	91	31	93
6	13	127	—	—	—	—	127	37	130
7	15	169	3	—	—	18	187	43	173
8	17	217	4	—	—	24	241	50	223
9	19	271	5	—	—	30	301	56	279
10	21	331	6	—	—	36	367	62	341
11	23	397	7	—	—	42	439	69	410
12	25	469	8	—	—	48	517	75	485
13	27	547	9	2	—	66	613	81	566
14	29	631	10	5	—	90	721	87	653
15	31	721	11	6	—	102	823	94	747
16	33	817	12	7	—	114	931	100	847
17	35	919	13	8	—	126	1045	106	953
18	37	1027	14	9	—	138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12	—	162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1519	18	15	8	246	1765	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

Крышки теплообменных аппаратов могут быть различных конструктивных форм с различными местами установки патрубков. Крышка с патрубком, ось которого перпендикулярна плоскости разбивки (рис. 1-18, а), неудобна тем, что снятие ее с корпуса сопровождается демонтажем трубопровода. Крышка с боковым патрубком (рис. 1-18, б) требует только отсоединения труб от крышки. Съемное днище крышки-коллектора (рис. 1-18, в) допускает ревизию и очистку аппарата без отделения его от трубопроводов, однако дополнительное фланцевое соединение усложняет конструкцию аппарата. Если выполнить крышку с одним разъемным соединением выше патрубков (рис. 1-18, г), то можно ограничиться одним этим разъемом. Однако изготовление такой конструкции значительно сложнее, и она менее удобна при смене и развальцовке труб.

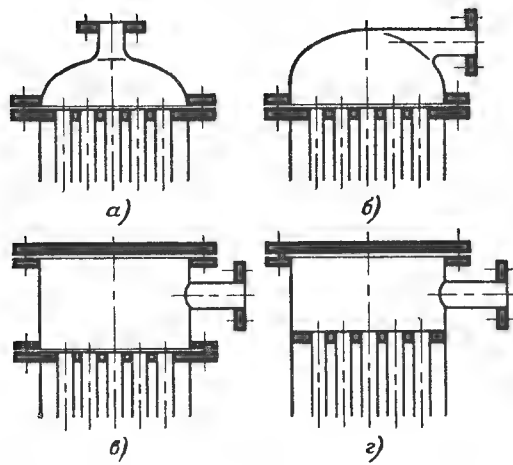


Рис. 1-18. Типы соединений крышки с корпусом аппарата и трубопроводами.

По выбранным скоростям теплоносителей, которые могут быть близкими к скоростям в аппарате, определяют проходные сечения патрубков. Размеры их следует согласовывать с размерами подводимых к аппарату трубопроводов.

Пользуясь уравнением неразрывности потока, объем теплоносителя выразим как

$$V = \frac{G}{3600\gamma} = f\omega, \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (1-68)$$

Прсходное сечение патрубка

$$f = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}, \text{ м}^2,$$

откуда

$$D_{\text{п}} = 1,13 \sqrt{\frac{G}{3600\gamma\omega}}, \quad (1-69)$$

где G — расход теплоносителя, кг/ч; γ — удельный вес теплоносителя, кг/м³; ω — скорость теплоносителя в патрубке, м/сек; $D_{\text{п}}$ — диаметр патрубка, м.

18. Определяют внутренний диаметр корпуса теплообменника D по формуле

$$D = D' + d_{\text{н}} + 2k, \quad (1-70)$$

где D' — наибольший диаметр окружности центров труб при кольцевой разбивке или наибольшая диагональ шестиугольника при ромбической разбивке труб; k — кольцевой зазор между крайними трубами и внутренней стенкой корпуса.

Для аппаратов с приварными и зажатыми между фланцами трубными решетками (без плавающей головки) кольцевой зазор k берется минимальным, но не менее 6 мм. В аппаратах с плавающей головкой зазор определяется конструкцией и размерами фланца плавающей головки. В аппаратах с поперечными перегородками в межтрубном пространстве кольцевой зазор определяется из расчета оптимальной скорости протекания теплоносителя через него (см. п. 19).

19. Выбирают конструкцию и определяют размеры межтрубного пространства, сечение которого в аппарате без перегородок можно определить из равенства

$$S_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - nd_{\text{н}}^2). \quad (1-71)$$

Скорость теплоносителя вдоль труб межтрубного пространства находят по уравнению

$$\omega = \frac{V_{\text{сек}}}{S_{\text{мтр}}} = \frac{G}{3600\gamma S_{\text{мтр}}} = \frac{G}{2825\gamma (D^2 - nd_{\text{н}}^2)}. \quad (1-72)$$

Изменение скорости ω , при этом очень незначительное, может быть достигнуто только путем варьирования шага между трубами. С целью повышения скорости в межтрубном пространстве устанавливают перегородки.

С помощью продольных перегородок параллельно осям труб (см. рис. 1-6, з) можно создать противоточное движение теплоносителей и повысить скорость одного из них. Если продольных ходов стало z , то проходное сечение межтрубного пространства станет в z раз меньше; во столько же раз увеличится скорость теплоносителя

$$\omega' = \omega z = \frac{V_{\text{сек}}}{S_{\text{мтр}}} z. \quad (1-73)$$

Для устранения перетекания жидкости перегородки должны быть плотно пригнаны или приварены по длине к стенке корпуса, что создает известные трудности при монтаже и ремонте аппарата. Поэтому продольные перегородки в теплообменных аппаратах устанавливают редко.

Поперечные перегородки (рис. 1-6, б и 1-19) просты в изготовлении и удобны в монтаже. С их помощью достигается повышение скорости и перекрестное омывание труб теплоносителем, т. е. повышение коэффициента теплопередачи. Размеры колец и дисков (рис. 1-19, а) для перегородок в межтрубном пространстве следует выбирать из расчета получения одинаковой скорости теплоносителя в трех сечениях: между трубами внутри кольца, между кольцом и диском при поперечном омывании труб и в кольцевом зазоре между корпусом и диском. Диаметр дисков должен быть таким, чтобы в них помещался весь пучок труб. Диаметр трубной решетки и соответственно наружный диаметр колец должен быть больше диаметра диска.

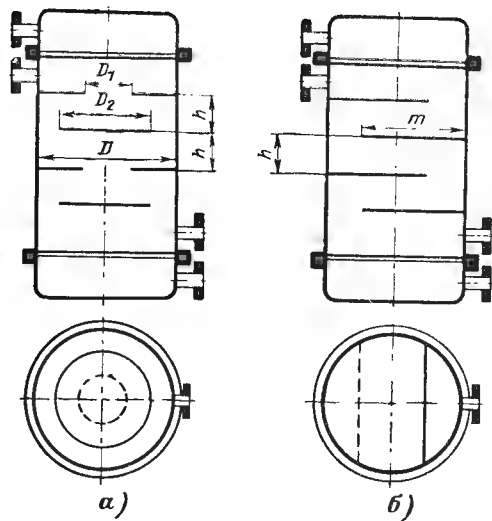


Рис. 1-19. К расчету поперечных перегородок.

a — кольцевые перегородки; *b* — сегментные перегородки.

а) Площадь кольцевого зазора между корпусом и диском

$$S_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_2^2). \quad (1-74)$$

б) Проходное сечение в вертикальном цилиндре среднего диаметра $D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$ между кольцом и диском при степени заполнения его окружности трубами d_n/t составит:

$$S_2 = \pi D_0 h \left(1 - \frac{d_n}{t} \right). \quad (1-75)$$

в) Проходное сечение внутри кольца, через которое проходит пучок труб, определится из следующих соотношений.

При ромбической компоновке пучка площадка f на одну трубу равна (см. рис. 1-16, в):

$$f = bt = \left(\frac{t}{2} \tan 60^\circ \right) t = 0,866 t^2.$$

Площадь, занимаемая только пучком труб,

$$S_0 = nf = 0,866 nt^2.$$

Если принимать во внимание, что объем пучка может быть увеличен анкерными связями и пространством пустот, образующихся за счет перегородок в крышках аппарата, действительная площадь, занимаемая пучком, будет равна:

$$S = \frac{S_0}{\eta} = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{0,866}{\eta} nt^2, \quad (1-76)$$

где коэффициент заполнения решетки трубами η

для одноходового пучка	0,8—1,0
для двухходового пучка	0,7—0,85
для четырехходового пучка	0,6—0,8

Степень заполнения трубами отверстия в кольце составит:

$$\frac{\pi d_n^2/4}{0,866 t^2/\eta} = 0,91 \eta \left(\frac{d_n}{t} \right)^2,$$

а проходное сечение для теплоносителя в кольце будет равно:

$$S_3 = \frac{\pi D_1^2}{4} \left[1 - 0,91 \eta \left(\frac{d_n}{t} \right)^2 \right]. \quad (1-77)$$

Зная величины расхода и скорости теплоносителя, можно найти сечения

$$S_{\text{мтр}} = S_1 = S_2 = S_3 = \frac{V}{w}.$$

По формуле (1-76) находят D_2 , а по формуле (1-74) — величину D . Затем по формуле (1-77) вычисляют D_1 . Определив $D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$, по уравнению (1-75) можно найти h . Если расстояние

между перегородками h получится меньше 80 мм, следует принять меньшее значение скорости теплоносителя.

Устройство поперечных перегородок в виде дисков с отрезанными сегментами (рис. 19, б) рассчитывают на основании следующих исходных данных.

Если сегменты отрезаны у диска параллельно диагонали шестиугольника, то свободное сечение между перегородками, отстоящими одна от другой на расстоянии h , можно выразить по диаметру аппарата как

$$S_{\text{мтр}} = Dh \left(1 - \frac{d_n}{t} \right), \quad (1-78)$$

а если сегменты отрезаны у диска перпендикулярно диагонали шестиугольника, то

$$S_{\text{мтр}} = Dh \left(1 - \frac{d_n}{1,73t} \right). \quad (1-79)$$

С помощью одного из этих уравнений находят величину h . Ширину перегородки a принимают равной (0,6—0,8) D .

20. Уточняют эскиз теплообменника и его конструктивные размеры: длину пучка труб, число труб в каждом ходу и во всем аппарате, внутренний диаметр корпуса, действительные проходные сечения трубного и межтрубного пространств (или ходов); определяют соответствующие им скорости теплоносителей; разрабатывают узлы аппарата и детали их сочленения.

21. Зная уточненные значения скоростей и температур, физические константы теплоносителей, характер их взаимного движения и размеры каналов, по известным из курса теплопередачи формулам окончательно определяют значения коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k . При определении коэффициентов теплоотдачи для конденсирующегося пара или кипящей жидкости либо при нагреве и охлаждении вязких жидкостей, когда необходимо знать или предварительно задаваться температурой стенки, а потом проверять принятое значение, целесообразно пользоваться для определения коэффициента теплопередачи k графо-аналитическим методом [Л. 50].

22. По теплопроизводительности теплообменника Q , средней разности температур теплоносителей $\Delta t_{ср}$ и коэффициенту теплопередачи k определяют расчетную поверхность теплообмена F_p :

$$F_p = \frac{Q}{kF\Delta t_{ср}}. \quad (1-80)$$

В том случае, когда расчетное значение поверхности F_p окажется равным запроектированной поверхности $F_{эс}$ в эскизном чертеже или на 10—15% меньшим, определение основных размеров аппарата можно считать законченным. Если же окажется, что $F_p > F_{эс}$, то необходимо увеличить поверхность теплообмена на 10—15% против полученного на основании теплового расчета. Увеличение поверхности на эскизе проще всего сделать удлинением пучка труб. При этом все продолженные расчеты останутся правильными, и тепловой расчет теплообменника можно считать законченным. Если же разница между запроектированной в эскизе и расчетной поверхностями окажется больше 15%, необходимо снова произвести тепловой расчет, задавшись исходными величинами с учетом результатов, полученных при их сопоставлении.

23. Производят гидравлический расчет. Гидравлическое сопротивление при движении жидкости складывается из потерь на трение о стенки Δp_T и потерь на преодоление местных сопротивлений Δp_M :

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_T + \Sigma \Delta p_M = \Sigma \xi \frac{l}{d} \frac{w^2 \gamma}{2g} + \Sigma \zeta \frac{w^2 \gamma}{2g}, \quad (1-81)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения; ζ — коэффициент местных сопротивлений; l — длина трубы или канала, м; d — внутренний диаметр трубы или эквивалентный диаметр сечения канала, м; w — скорость теплоносителя на рассматриваемом участке, м/сек; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек²; γ — удельный вес теплоносителя, кг/м³.

В формуле (1-81) не учитываются потери давления, обусловленные местными ускорениями потока вследствие изменения плотности теплоносителя, а также потери на преодоление подъемных сил (самотяги) в вертикальных каналах теплообменника. Поэтому эта формула является приближенной. Названными дополнительными поте-

рями нельзя пренебрегать при значительных изменениях температуры рабочей среды и при большой высоте вертикальных каналов.

Потери напора, обусловленные ускорением потока вследствие изменения плотности теплоносителя, выражаются при постоянном сечении канала уравнением

$$\Delta p_y = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2, \quad \text{кг/м}^2, \quad (1-82)$$

где w_1 и w_2 — скорости, м/сек, а ρ_1 и ρ_2 — плотности теплоносителей во входном и выходном сечениях потока, кг · сек²/м⁴. В случае нагревания теплоносителя Δp_y положительно, в случае охлаждения — отрицательно.

При неизотермическом движении должно также учитываться сопротивление самотяги. Подъемная сила и равное ей по величине сопротивление самотяги, возникающее вследствие того, что вынужденному движению нагретой жидкости в нисходящих каналах противодействует сила, направленная вверх, определяются следующим соотношением:

$$\Delta p_c = h(\gamma_0 - \gamma_1), \quad (1-83)$$

где γ_0 — удельный вес холодной жидкости, например окружающего воздуха, кг/м³; γ_1 — удельный вес нагретой жидкости, например дымовых газов, кг/м³; h — высота вертикального канала, м.

При нисходящем движении нагретой жидкости значение самотяги по формуле (1-83) является дополнительным сопротивлением канала; при восходящем движении — сопротивление канала уменьшается на величину Δp_c . Для большинства промышленных теплообменников сопротивления ускорения и самотяги проявляются незначительно и поэтому не учитываются. Следует иметь также в виду, что все данные по гидравлическому сопротивлению, приводимые в справочниках, получены, как правило, для изотермического движения жидкости. Использование их в расчете сопротивления при неизотермическом движении должно производиться с учетом возможных изменений как отдельных величин, так и сопротивления в целом. Точный расчет сопротивления — задача практически невозможная. Поэтому в ответственных случаях сопротивление теплообменника должно определять экспериментальным путем.

Полное гидравлическое сопротивление теплообменника Δp определяется выражением

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_T + \Sigma \Delta p_M + \Sigma \Delta p_y + \Sigma \Delta p_c. \quad (1-84)$$

24. Если перепад давлений для проектируемого теплообменника задан наперед и ограничен по величине, то выясняют допустимость применения конструкции аппарата, установленной расчетом. Если сопротивление теплообменника превышает заданное, необходимо менять конструкцию или включать параллельно несколько теплообменников, производя пересчет, так как изменение скоростей повлечет изменение коэффициента теплопередачи и необходимой поверхности теплообмена.

В случае необходимости по подсчитанному общему гидравлическому сопротивлению тракта определяют мощность, необходимую для перемещения теплоносителей. Она пропорциональна произведе-

нию секундного объема жидкости на полное сопротивление:

$$N = \frac{G \Delta p}{3600 \cdot 102 \eta}, \text{ кВт}, \quad (1-85)$$

где G — весовой расход жидкости, кг/ч ; η — к. п. д. вентилятора или насоса; 3600 и 102 — переводные множители.

Уравнение (1-85) применимо как для вентиляторов, так и для насосов.

25. Производят выбор конструкционных материалов для всех деталей теплообменника и расчет их на прочность, который может быть двух видов: проектный и проверочный. Проектным расчетом определяют минимально необходимые размеры элементов проектируемого аппарата, гарантирующие их прочность в работе (см. гл. 11). Проверочными расчетами проверяют прочность отдельных элементов существующего аппарата и определяют возможность использования его в конкретных условиях изменившегося технологического процесса.

26. Вычерчивают конструкцию аппарата; составляют спецификацию; составляют характеристики всех фланцев с указанием их назначения, рабочего давления прокачиваемой среды и проходного сечения; определяют веса деталей и всего аппарата.

27. Разрабатывают конструкцию и выбирают материалы тепловой изоляции теплообменника (см. гл. 13). Производят тепловой и конструктивный расчет тепловой изоляции.

Тепловые потери, т. е. количество тепла, переданное теплопроводностью через 1 м^2 теплоизоляционного слоя от плоской стенки или цилиндрической поверхности диаметром 2 м и более, определяются при однослойной изоляции по формуле

$$q = \frac{\lambda_{\text{из}}}{\delta_{\text{из}}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}), \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (1-86)$$

а при двухслойной изоляции по формуле

$$q = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{из1}}}{\lambda_{\text{из1}}} + \frac{\delta_{\text{из2}}}{\lambda_{\text{из2}}}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}), \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (1-87)$$

где $t_{\text{ст}}$ — температура стенки изолированного аппарата, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{из}}$ — температура наружной поверхности изоляции, $^{\circ}\text{C}$; $\lambda_{\text{из}}$ — коэффициент теплопроводности изоляции, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $\delta_{\text{из}}$ — толщина изоляционного слоя, м.

Для цилиндрических аппаратов диаметром менее 2 м и трубопроводов тепловые потери с 1 м длины определяются при однослойной изоляции по формуле

$$q_l = \frac{2\pi\lambda_{\text{из}}}{\ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{ст}}}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}), \text{ ккал/м} \cdot \text{ч}; \quad (1-88)$$

при двухслойной изоляции по формуле

$$q_l = \frac{t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}}{\frac{1}{2\pi\lambda_{\text{из1}}} \ln \frac{d_{\text{из1}}}{d_{\text{ст}}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{из2}}} \ln \frac{d_{\text{из2}}}{d_{\text{из1}}}}, \text{ ккал/м} \cdot \text{ч}, \quad (1-89)$$

где $d_{\text{ст}}$ — наружный диаметр цилиндрической стенки, м; $d_{\text{из}}$ — наружный диаметр изоляционного слоя, м.

Коэффициент теплопроводности изоляции определяют по средней температуре изоляционного слоя:

$$\lambda_{\text{из}} = \lambda_0 + b t_{\text{ср}} = \lambda_0 + b \frac{t_{\text{ст}} + t_{\text{из}}}{2}. \quad (1-90)$$

Суммарные тепловые потери через поверхность аппарата или установки с тепловой изоляцией различной конструкции определяют по формуле

$$Q = (q_1 F_1 + q_2 F_2 + q_l L + \dots + q_n F_n) k, \quad (1-91)$$

где $q_1, q_2, q_l, \dots, q_n$ — удельные тепловые потери различных участков изоляции; $F_1, F_2, F_n, \dots, L$ — поверхности участков установки или длины трубопроводов; k — коэффициент, учитывающий потери тепла через опоры, неизолированные участки и др.

Толщина однослойной изоляции для плоской стенки и цилиндрических поверхностей диаметром 2 м и более определяется по формуле

$$\delta_{\text{из}} = \left[\frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{воз}}}{q} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right]. \quad (1-92)$$

Для цилиндрических поверхностей диаметром менее 2 м расчетная формула примет вид:

$$\ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{ст}}} = 2\pi\lambda_{\text{из}} \left[\frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{воз}}}{q_l} - \left(\frac{1}{\pi d_{\text{вн}} \alpha_1} + \frac{1}{\pi d_{\text{из}} \alpha_2} \right) \right], \quad (1-93)$$

где $t_{\text{ж}}$ — температура жидкости в изолируемом элементе, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{воз}}$ — температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$; α_1 — коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке трубы, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к воздуху, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр изолируемого элемента, м.

Толщина двухслойной изоляции для плоской стенки и цилиндрических поверхностей диаметром 2 м и более определяется по формулам:

для первого слоя

$$\delta_{\text{из1}} = \lambda_{\text{из1}} \left(\frac{t_{\text{ж}} - t_{1,2}}{q} - \frac{1}{\alpha_1} \right), \text{ м}, \quad (1-94)$$

для второго слоя

$$\delta_{\text{из2}} = \lambda_{\text{из2}} \left(\frac{t_{1,2} - t_{\text{воз}}}{q} - \frac{1}{\alpha_2} \right), \text{ м}. \quad (1-95)$$

Для цилиндрических поверхностей диаметром менее 2 м применимы формулы:
для первого слоя

$$\text{Ип} \frac{d_{\text{из1}}}{d_{\text{ст}}} = 2\pi\lambda_{\text{из1}} \left(\frac{t_{\text{ж}} - t_{1,2}}{q_l} - \frac{1}{\pi d_{\text{вн}}\alpha_1} \right), \quad (1-96)$$

для второго слоя

$$\text{Ип} \frac{d_{\text{из2}}}{d_{\text{из1}}} = 2\pi\lambda_{\text{из2}} \left(\frac{t_{1,2} - t_{\text{воз}}}{q_l} - \frac{1}{\pi d_{\text{из2}}\alpha_2} \right), \quad (1-97)$$

где $t_{1,2}$ — температура изоляции на границе между двумя слоями, °С.

28. Разрабатывают систему контроля и автоматического регулирования технологического процесса в теплообменнике.

29. Подбирают контрольно-измерительные приборы и элементы автоматики, запорные и регулирующие устройства, предохранительные клапаны, питатели, сепараторы, конденсатоотводчики, питающие и сливные емкости и другое вспомогательное оборудование.

30. Проектируют и подбирают лестницы и площадки для обслуживания, ограждения, подъемно-транспортные устройства, специальные средства для безопасной техники обслуживания и противопожарное оборудование.

31. В случае необходимости проектируют местное освещение и кондиционирование воздуха.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Перечислите исходные условия для рационального проектирования теплообменника.

2. Назовите факторы, определяющие снижение веса теплообменника.

3. Чем определяется оптимальное число аппаратов непрерывного действия для заданного процесса?

4. Что такое «время оптимального пробега аппарата непрерывного действия» и от чего оно зависит?

5. Назовите основные достоинства и недостатки таких теплоносителей, как горячая вода, водяной пар, дымовые газы.

6. Изложите способы улучшения теплообмена и методы повышения прочности теплообменников с рубашечным обогревом.

7. Перечислите конструктивные формы трубчатых теплообменников.

8. Какие кожухотрубчатые теплообменники не нуждаются в специальных компенсационных устройствах?

9. Для чего и какими методами увеличивают скорость в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника.

10. Назовите достоинства и недостатки секционных (элементных) теплообменников.

11. Перечислите конструктивные формы пластинчатых теплообменников, области их применения, достоинства и недостатки.

12. Нарисуйте принципиальную схему пластинчатого ребристого теплообменника. Когда их применяют?

13. По каким характеристикам сравнивают конструкции теплообменников?

14. Основные положения при выборе типа аппарата.

15. В чем отличие абсолютного, относительного и перспективно-го технических уровней изделий?

16. Назовите основные показатели долговечности и надежности оборудования.

17. Значение технической эстетики и эргономики в конструировании теплообменных аппаратов.

18. Чем определяется цена изготовления и монтажа теплообменника?

19. Напишите формулу к.п.д. теплообменника; чем он определяется?

20. Выразите к.п.д. теплообменника через величину недогрева и максимального температурного напора. Покажите эти величины на графике температур.

21. Выразите к.п.д. теплообменника через коэффициент теплопередачи, поверхность нагрева и водяной эквивалент.

22. Что такое теплогидродинамическое совершенство аппарата и какой формулой оно выражается?

23. Перечислите известные вам пути интенсификации теплообмена в теплоиспользующих аппаратах.

24. Напишите уравнение эксергии для системы или потока теплоносителя в теплообменнике.

25. Напишите уравнение теплового баланса для конденсатора, паропреобразователя, водовоздушного калорифера.

26. Какая конструкция теплообменника целесообразна для паровоздушного калорифера, для водоводяного подогревателя, для газовоздушного подогревателя?

27. Когда применяют теплообменники с плавающей камерой, секционные, спиральные, прокатно-сварные?

28. Когда нежелательно применять противоточные теплообменники?

29. В каких случаях для простоты расчета среднюю разность температур между теплоносителями можно определять как полусумму начальных и конечных перепадов температур теплоносителей?

30. В каких случаях при расчете трубчатой поверхности теплообмена применима формула коэффициента теплопередачи для плоской стенки?

31. Какими правилами руководствуются при выборе пространства для тока теплоносителей в теплообменнике?

32. Когда целесообразно применение многоходовых теплообменников?

33. В каких случаях и какие по способу установки перегородки применяют в межтрубном пространстве? Как определить скорость теплоносителя в межтрубном пространстве при наличии перегородок?

34. Когда и каким образом учитывают сопротивление самотяги при расчете аппарата?

35. Методика расчета тепловой изоляции.

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ОБОГРЕВОМ

Электрический обогрев применяют во всех отраслях промышленности. Бурно растущая энергетика СССР создает предпосылки для быстрого и крайне необходимого народному хозяйству увеличения электротермических установок и производств. Дело в том, что электронагревательные установки и электрические печи отличаются целым рядом преимуществ перед теплоиспользующими установками других видов:

- 1) быстрота включения и доведения до номинальной мощности;
- 2) возможность концентрации большой мощности в малом объеме и достижения высоких температур;
- 3) простота регулирования температурного режима при высокой степени равномерности нагрева;
- 4) возможность герметизации рабочей зоны, а следовательно, создание в ней вакуума, давления или защитной атмосферы;
- 5) удобство механизации и автоматизации работы;
- 6) улучшение условий труда;
- 7) компактность электрических нагревателей.

Экономическая сторона выбора теплоносителя — электроэнергия или другого источника тепла — определяется сравнением расхода топлива для получения тепла, переданного потребителю. При этом следует иметь в виду, что при электрическом обогреве удельный расход топлива B на единицу продукции определяют по формуле

$$B = \frac{860 \Delta}{\eta_y \eta_{\Sigma} \cdot 7000}, \text{ кгт}, \quad (2-1)$$

где Δ — теоретический удельный расход электроэнергии на единицу продукции, $\text{квт} \cdot \text{ч}$; η_y — суммарный к.п.д. электротермической установки (составляет обычно около 50%); η_{Σ} — к.п.д. тепловой электростанции (можно принимать равным 25—35%); 7000 — теплота сгорания условного топлива, ккал/кг .

Кроме применения в мощных нагревательных и плавильных печах, электрический нагрев нашел применение

для производства пара в электрокотлах, для нагревания воды и воздуха в электронагревателях и calorifерах, для получения пресной воды в выпарных аппаратах, опреснителях и дистилляторах, для обезвоживания материалов в сушильных установках, для обогрева помещений в зданиях и на транспорте, для варки пива и др.

2-1. СПОСОБЫ ЭЛЕКТРОНАГРЕВА

Электрическая энергия может быть превращена в тепловую одним из следующих четырех способов:

- 1) в электронагревателях сопротивления;
- 2) в электродуговых печах;
- 3) в установках индукционного нагрева;
- 4) в печах и установках диэлектрического нагрева.

В установках электронагрева методом сопротивления превращение электрической энергии в тепловую проис-

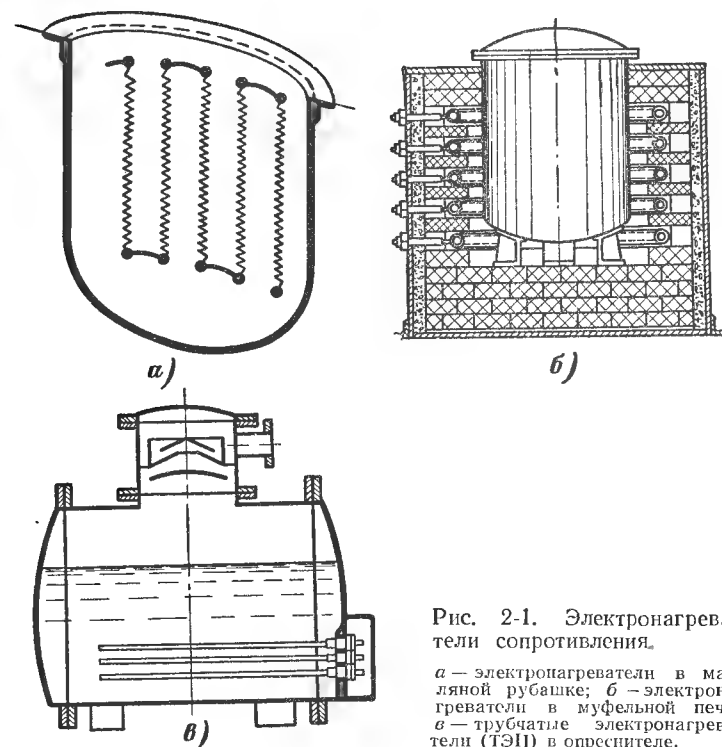


Рис. 2-1. Электронагреватели сопротивления.

a — электронагреватели в масляной рубашке; b — электронагреватели в муфельной печи; c — трубчатые электронагреватели (ТЭН) в опреснителе.

ходит в нагревательных элементах из высокоомных жаростойких материалов (печи сопротивления косвенного действия) или непосредственно в нагреваемой среде — в твердом теле или в электропроводной жидкости — под воздействием протекающего по этой среде электрического тока (установки прямого нагрева).

В дуговых электропечах преобразование электрической энергии в тепловую происходит в электрической дуге. Различают дуговые печи прямого и косвенного действия. В первых дуга горит между электродом и нагреваемым материалом, в печах косвенного действия дуга горит между двумя электродами: тепло, излучаемое столбом дуги, передается нагреваемому материалу.

Принцип действия печей и установок индукционного нагрева основан на выделении тепла в нагреваемом теле индуктированным в нем током.

В печах и установках диэлектрического нагрева выделение тепла в нагреваемом теле происходит под воздействием токов смещения, возникающих в теле при помещении его в быстропеременное электрическое поле. Нагреваемое тело должно быть диэлектриком или полупроводником и служит конденсатором, к обкладкам которого подводится ток частотой 10^6 — 10^9 гц и напряжением 6—10 кв.

Наибольшее распространение в промышленной теплотехнике имеют электрические нагреватели сопротивления и индукционные нагреватели, которым и посвящается настоящая глава.

2-2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ НАГРЕВАТЕЛИ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Электронагреватели с жидкостной ванной. К наиболее распространенным типам таких аппаратов относится металлический сосуд с рубашкой, наполненной маслом, и размещенными в ней проводниками нагревателя (рис. 2-1, а). К стенке рубашки прикреплены штифты с фарфоровыми изоляторами, на которых укреплены спирали электронагревателя. Вывод проводников наружу выполнен с помощью фарфоровых втулок, вставленных в отверстия, сделанные в рубашке. Для обеспечения равных температурных условий для всех участков нагревателей проводники должны быть полностью погружены в масло или в иную жидкость. Нагревание в жидкостных ваннах отличается мягкостью и

равномерностью процесса повышения температуры обрабатываемого материала. Интенсивность нагрева невелика вследствие малой подвижности теплопередающей жидкости. Предельная температура нагрева в таких аппаратах не превышает 250°C .

Муфельные электропечи. Печная камера выполнена из кирпича; стенки камеры имеют каналы из жаростойкого материала, в которых проложены проводочные или ленточные спирали.

Муфельный электронагревательный котел изображен на рис. 2-1, б. Сосуд с жидкостью установлен в печной камере. Электронагреватели, свернутые в виде спирали, уложены в каналах стенок печной камеры. Нагрев в таких печах осуществляется быстро, причем легко достигаются высокие температуры. Муфельные печи компактны, удобны в обслуживании и нашли поэтому широкое применение в химической промышленности.

Установки с трубчатыми нагревательными элементами (рис. 2-1, в). В отличие от электронагревательных элементов, для которых в качестве электроизоляционных материалов применяют керамику, миканит и слюду, современные трубчатые электрические нагреватели (ТЭН) [Л. 58, 77] представляют собой металлический патрон (рис. 2-2, а) (обычно трубу из меди, латуни, углеродистой стали или аустенитной хромоникелевой стали Х18Н10Т), внутри которого запрессована в наполнителе спираль из нихромовой проволоки. В качестве наполнителя применяют плавленную окись магния (периклаз), окись алюминия (электрокорунд) или кварцевый песок.

Наполнитель служит, с одной стороны, электроизоляцией спирали от металлической трубы, а с другой — проводником тепла.

Трубчатые электронагреватели (ТЭН) изготавливают одно- и двухспиральными (рис. 2-2, в). Спираль выполняется из нихромовой проволоки диаметром 0,2—1,6 мм; их располагают в трубе диаметром 7—19 мм. Между трубой и спиралью засыпают наполнитель в виде порошка одного из указанных выше материалов. Для уплотнения наполнителя трубу подвергают обсадке на меньший диаметр (например, с 14 на 11,8 мм). В готовом виде сечение труб может быть круглым, треугольным или ромбическим (рис. 2-2, д); для радиационного обогрева теплоотдающую поверхность трубы делают

специально уширенной; в газовых и воздушных электронагревателях на трубу насаживают ребра. Освоено также изготовление ТЭН в виде кабелей-нагревателей с монолитной жилой из константана и с магнетитовой изоляцией. Такие кабели закладывают в стены, потолки и полы жилых помещений для обогрева, в покрытия взлетных площадок аэродромов, мостов и дорог для защиты их от обледенения.

ТЭН выгодно отличается от других электрических нагревателей: его патрон практически герметичен, что обеспечивает малую окисляемость электроспирали; плотная набивка наполнителя предохраняет спираль от

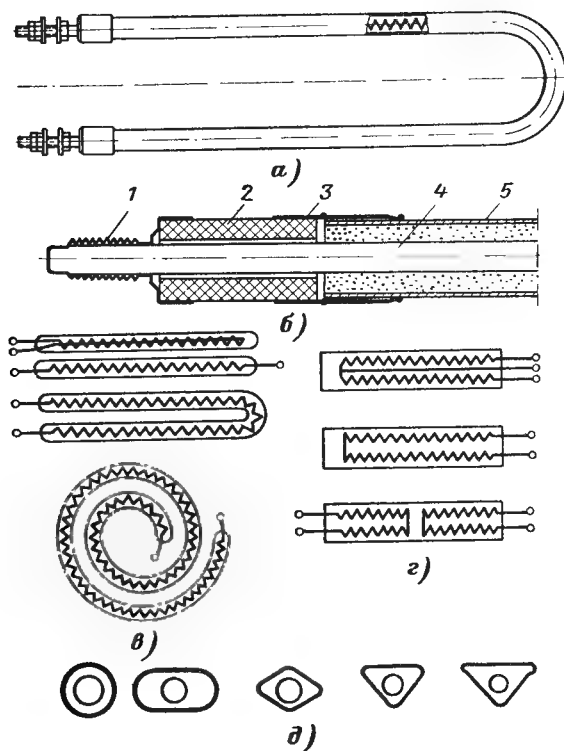


Рис. 2-2. Трубчатый электрический нагревательный элемент.

a — общий вид U-образного нагревательного элемента; *б* — герметический наконечник элемента; *в* — схемы односпиральных элементов; *г* — схемы соединения двухспиральных элементов; *д* — поперечное сечение активной части трубки элемента; 1 — колпачок с резьбой; 2 — фарфоровая втулка; 3 — металлическая втулка; 4 — контактный стержень; 5 — трубка.

разрушений при ударах и вибрациях патрона: большая теплопроводность и жаростойкость наполнителя обеспечивают высокую удельную теплопроизводительность ТЭН в сравнении со спиралью, укладываемыми в слюду, миканит или другие электроизоляционные материалы. Возможность погружения ТЭН в жидкости и в расплавы устраняет потери в окружающую среду и тем самым повышает их к.п.д. Срок службы ТЭН — 5—8 лет и более.

2-3. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ

По закону Джоуля количество тепла Q , выделяющееся при прохождении тока через проводник, пропорционально сопротивлению проводника и квадрату силы тока:

$$Q = \alpha F \Delta t = 0,860 R I^2, \text{ ккал/ч}, \quad (2-2)$$

где 0,860 — коэффициент пропорциональности; R — сопротивление, Ω ; I — сила тока, A .

Электрическая мощность нагревателя W выражается равенством

$$W = R I^2 = I V, \text{ вт}. \quad (2-3)$$

Расход тепла за τ часов

$$Q = 860 W \tau, \text{ ккал}. \quad (2-4)$$

При заданной тепловой нагрузке Q потребная мощность электронагревателя с учетом потерь $\eta = 0,95$ составит:

$$W = \frac{Q}{0,95 \cdot 860 \tau}, \text{ кВт}. \quad (2-5)$$

При известной температуре проводника t электрическое сопротивление R_t можно найти по формуле

$$R_t = R_0 [1 + \alpha (t - t_0)], \quad (2-6)$$

где R_0 — сопротивление проводника при нормальной температуре t_0 ; α — температурный коэффициент (берется по таблицам).

Сопротивление проводника можно выразить также равенствами:

$$R_t = \rho \frac{l}{S} = \frac{Q}{0,86 I^2}, \text{ }\Omega, \quad (2-7)$$

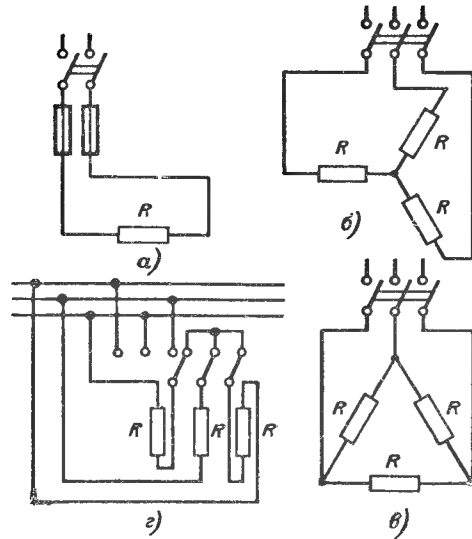


Рис. 2-3. Схемы включения электронагревателей.

а — однофазный нагреватель; *б* — соединение нагревателей звездой; *в* — соединение нагревателей треугольником; *г* — комбинированная схема для переключения нагревателей на звезду или на треугольник.

где ρ — удельное сопротивление, $\text{ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$; l — длина проводника, м ; S — поперечное сечение проводника, мм^2 .

Электронагреватели могут работать на постоянном и на переменном токе (однофазном или трехфазном) при различных напряжениях. Мощность установки можно изменять переключением секций.

Схема включения нагревателя при постоянном или при однофазном токе показана на рис. 2-3, *а*. Для такой схемы при параллельном включении двух нагревателей ток

$$I_{\text{пар}} = \frac{V}{R/2} = \frac{2V}{R}; \quad (2-8)$$

при последовательном включении тех же нагревателей

$$I_{\text{послед}} = \frac{V}{2R}, \quad (2-9)$$

т. е.

$$\frac{I_{\text{послед}}}{I_{\text{пар}}} = \frac{V/2R}{2V/R} = \frac{1}{4}. \quad (2-10)$$

В схемах с трехфазным током проводники могут быть соединены звездой или треугольником (рис. 2-3, *б* и *в*).

При соединении звездой мощность нагревателя выразится уравнением

$$W_{\text{зв}} = 3I_{\phi}V_{\phi}, \quad (2-11)$$

где I_{ϕ} — фазовая сила тока, *а*; V_{ϕ} — фазовое напряжение, *в*.

При соединении треугольником

$$W_{\text{тр}} = 3I_{\phi}V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}}{R} V_{\phi},$$

по так как $V_{\phi} = V_{\text{л}}$ (линейное), то

$$W_{\text{тр}} = 3 \frac{V_{\text{л}}^2}{R}. \quad (2-12)$$

При соединении звездой

$$W_{\text{зв}} = 3I_{\phi}V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}}{R} V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}^2}{R},$$

причем

$$V_{\phi} = \frac{V_{\text{л}}}{\sqrt{3}},$$

т. е.

$$W_{\text{зв}} = \frac{V_{\text{л}}^2}{R}. \quad (2-13)$$

Из формул (2-12) и (2-13) следует, что отношение мощности нагревателя при соединении его звездой к мощности такого же нагревателя при соединении его треугольником равно:

$$\frac{W_{\text{зв}}}{W_{\text{тр}}} = \frac{1}{3} \text{ или } W_{\text{тр}} = 3W_{\text{зв}}. \quad (2-14)$$

При электронагреве этим соотношением пользуются часто для регулирования воспринимаемой потребителем мощности путем переключения со звезды на треугольник (рис. 2-3, *г*), включения параллельной звездой и др.

Вообще же регулировка температуры в электронагревателях осуществляется:

- а) включением реостатов;
- б) установкой ступенчатых трансформаторов;
- в) включением и выключением тока.

Определение сечения и длины проводников электронагревателя. Конструктивными материалами для электрических нагревателей могут служить тугоплавкие металлы с большим электрическим сопротивлением. Наибольшее распространение получили следующие сплавы (по ГОСТ 9232-59):

Марка	Предельная температура эксплуатации, °С
Нихромы	
X20H80-II	1 100
X20H80T3	1 100
X15H60-II	1 000
Нихромы с алюминием	
XH170Ю	1 200
X15H60Ю3А	1 200
Железохромоникелевый	
X25H120	1 000
Железохромоналюминиевые	
0Х27Ю5А	1 300
0Х23Ю5А	1 200
X13Ю4	800

Для передачи необходимого количества тепла электронагреватель должен иметь определенную поверхность, которая должна быть рассчитана при проектировании.

Электрическое сопротивление проводника

$$R = \frac{Q}{0,86 I^2 \tau}, \text{ ом.} \quad (2-15)$$

Сечение S нагревателя с удельным сопротивлением ρ определяется формулой

$$S = \rho \frac{l}{R}, \text{ мм}^2. \quad (2-16)$$

Поверхность нагревателя F_n при его периметре Π можно выразить как

$$F_n = \frac{\Pi l}{1000}, \text{ м}^2, \quad (2-17)$$

откуда

$$\Pi = \frac{F_n \cdot 1000}{l}, \text{ мм.} \quad (2-18)$$

Перемножив соответственно левые и правые части уравнений (2-16) и (2-18), получим:

$$S \Pi = \rho \frac{F_n}{R} 1000, \text{ мм}^3. \quad (2-19)$$

Для проводника круглого сечения с диаметром d رابطه (2-19) примет вид:

$$\frac{\pi d^2}{4} \pi d = \rho \frac{F_n \cdot 1000}{R}.$$

Заменив сопротивление его значением

$$R = \frac{V^2}{1000 W},$$

получим диаметр d проводника для электронагревателя:

$$d = 74 \sqrt[3]{\frac{\rho F_n W}{V^2}}, \text{ мм.} \quad (2-20)$$

Длина проводника l из формулы (2-18):

$$l = \frac{1000 F_n}{\pi d}, \text{ м.} \quad (2-21)$$

Для проводника прямоугольного сечения со сторонами b и $a = nb$ меньшая сторона

$$b = 79,6 \sqrt[3]{\frac{\rho F_n W}{V^2 n (n+1)}}, \text{ мм,} \quad (2-22)$$

большая сторона $a = nb$.

Длина проводника

$$l = \frac{1000 F_n}{2b (n+1)}, \text{ мм.} \quad (2-23)$$

Сопоставляя расход металла на единицу поверхности проводника, можно установить, что масса проводника круглого сечения будет наибольшей, проводника квадратного сечения будет меньше, проводника прямоугольного сечения — еще меньше. Поэтому для экономии металла токонесущие шины часто выполняют из полос прямоугольного сечения. Однако тепловая емкость таких шин невелика. В связи с этим при включении в них

возникают большие токи, вследствие чего плоские шины перегреваются и быстрее перегорают.

Фазовое напряжение V и мощность электронагревателя $W=Q/860t$ можно обычно легко определить. Приняв некоторые допущения, поверхность нагревателя можно найти из расчета теплопередачи электронагревателями.

Количество тепла, выделяемого электронагревателем в единицу времени, остается практически постоянным на протяжении всего процесса. Поэтому разность между температурами нагревателя и промежуточного теплоносителя, а также между температурами теплоносителя и нагреваемого материала также будет постоянной в течение всего процесса, так как вследствие постоянства количества тепла, подводимого в единицу времени по мере повышения температуры материала, повышается и температура нагревателя. Следовательно, при расчете электронагревателя нужно исходить из его температуры, соответствующей конечному моменту нагревания.

Тепло, отдаваемое нагревателем, расходуется на нагревание промежуточного теплоносителя и материала. Для любого момента времени нагрева тепловой баланс можно записать в следующем виде:

$$\alpha_n F_n (t_n - t_{np}) d\tau = G_{np} c_{np} dt_{np} + k F_m (t_{np} - t_m) d\tau. \quad (2-24)$$

Здесь α_n — коэффициент теплоотдачи от нагревателя к промежуточному теплоносителю, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; t_n — температура стенки нагревателя, $^{\circ}\text{C}$; t_{np} — температура промежуточного теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$; G_{np} ; c_{np} — вес (кг) и теплоемкость ($\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$) промежуточного теплоносителя; k — коэффициент теплопередачи от теплоносителя к материалу¹, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; F_m — поверхность нагреваемого материала, м^2 ; t_m — начальная температура нагреваемого материала.

Полагая, как указано выше, разности температур постоянными и интегрируя уравнение (2-24) в пределах от $t_{np}^{\text{нач}}$ до $t_{np}^{\text{кон}}$ и по времени от 0 до τ , получаем:

$$\alpha_n F_n (t_n - t_{np}) \tau = G_{np} c_{np} (t_{np}^{\text{кон}} - t_{np}^{\text{нач}}) + k F_m (t_{np} - t_m) \tau,$$

¹ В свою очередь теплопереход от промежуточного теплоносителя к материалу может быть сложным, например через стенку.

откуда

$$F_n = \frac{k F_m (t_{np} - t_m) + \frac{G_{np} c_{np}}{\tau} (t_{np}^{\text{кон}} - t_{np}^{\text{нач}})}{\alpha_n (t_n - t_{np})}. \quad (2-25)$$

Формулу (2-25) можно применять для расчета поверхности электронагревателя.

Определение температуры поверхности электронагревателя и времени нагрева материала. Рассмотрим три режима работы электронагревателя:

1) *Стационарный режим.* Электронагреватель непосредственно соприкасается с материалом (средой), температуры их не изменяются: $t_n = \text{const}$, $t_m = \text{const}$.

В этом случае все тепло нагревателя передается окружающей среде — материалу. При принятых ранее обозначениях справедливо равенство

$$Q = 0,86 I^2 R = \alpha_n F_n (t_n - t_m). \quad (2-26)$$

Температура нагревателя определится как

$$t_n = t_m + \frac{0,86 I^2 R}{\alpha_n F_n}.$$

Произведя замену из равенств $F_n = \pi d l$ и $R = \frac{\rho l}{S} \cdot 10^6$ и разив d в миллиметрах, получим

$$t_n = t_m + 350 \frac{I^2 \rho}{\alpha_n d^3}. \quad (2-27)$$

2) *Нестационарный режим.* В процессе разогрева электронагревателя температура материала (среды) остается постоянной ($t_m = \text{const}$, $t_n = \text{var}$), что часто наблюдается на практике, например, при обогреве большого помещения. Тепло нагревателя расходуется на нагрев самого проводника и в окружающую его среду. Тепловой баланс выразится уравнением

$$dQ = 0,86 I^2 R d\tau = G_n c_n dt_n + \alpha_n F_n (t_n - t_m) d\tau. \quad (2-28)$$

Разделим переменные и проинтегрируем:

$$\int d\tau = \int \frac{G_n c_n}{0,86 I^2 R - \alpha_n F_n (t_n - t_m)} dt_n,$$

откуда

$$\tau + C = G_H c_H \ln [0,86 I^2 R - \alpha_H F_H (t_H - t_M)] \left(-\frac{i}{\alpha_H F_H} \right).$$

Перед началом процесса, когда $\tau=0$ и $t_H=t_M$, и, следовательно,

$$C = -\frac{G_H c_H \ln 0,86 I^2 R}{\alpha_H F_H}.$$

Тогда

$$\tau = \frac{G_H c_H}{\alpha_H F_H} \ln \left[1 - \frac{\alpha_H F_H}{0,86 I^2 R} (t_H - t_M) \right],$$

или

$$e^{-\frac{\alpha_H F_H \tau}{G_H c_H}} = 1 - \frac{\alpha_H F_H}{0,86 I^2 R} (t_H - t_M),$$

т. е.

$$t_H = t_M + \frac{0,86 I^2 R}{\alpha_H F_H} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_H F_H \tau}{G_H c_H}} \right).$$

Значение члена $e^{-\frac{\alpha_H F_H \tau}{G_H c_H}}$ исчезающе мало в сравнении с единицей, и поэтому им можно пренебречь. Тогда для t_H получим в окончательном виде выражение

$$t_H = t_M + \frac{0,86 I^2 R}{\alpha_H F_H}. \quad (2-29)$$

3) *Нагреватель установлен в небольшом объеме.* Температура материала (среды) переменна ($t_H = \text{const}$, $t_M = \text{var}$). Тепло, выделяемое нагревателем, идет на изменение теплосодержания материала и на потери в окружающую среду. Если теплоемкость нагревателя мала по сравнению с теплоемкостью материала, то уравнение теплового баланса за время $d\tau$ будет выражено как

$$0,86 I^2 R d\tau = G_M c_M dt_M + k F_2 (t_M - t_2) d\tau,$$

или

$$G_M c_M dt_M = [0,86 I^2 R - k F_2 (t_M - t_2)] d\tau, \quad (2-30)$$

где, кроме принятых ранее обозначений, введены:

G_M ; c_M — вес (кг) и теплоемкость (ккал/кг·град) материала; k — коэффициент теплопередачи от нагреваемого материала в окружающую среду через поверхность F_2 , ккал/м²·ч·град; F_2 — поверх-

ность соприкосновения материала с окружающей средой, м²; t_2 — температура окружающей среды, °С.

Для алгебраических упрощений введем обозначения:

$$A = \frac{0,86 I^2 R}{G_M c_M} \text{ и } B = \frac{k F_2}{G_M c_M}.$$

Тогда уравнение (2-30) можно переписать в виде

$$dt_M = [A - B(t_M - t_2)] d\tau. \quad (2-30a)$$

Разделим переменные и проинтегрируем:

$$\int \frac{dt_M}{A - B(t_M - t_2)} = \int -\frac{1}{B} \frac{d[A - B(t_M - t_2)]}{A - B(t_M - t_2)} = \int d\tau \quad (2-30б)$$

или

$$-\frac{1}{B} \ln [A - B(t_M - t_2)] = \tau + C. \quad (2-30в)$$

Перед началом процесса, когда $\tau=0$, $t_M=t_2$ и $C = -\frac{1}{B} \ln A$,

$$-\frac{1}{B} \ln [A - B(t_M - t_2)] + \frac{1}{B} \ln A = \tau, \quad (2-30г)$$

или

$$\ln [A - B(t_M - t_2)] - \ln A = -B\tau, \quad (2-30д)$$

откуда

$$1 - \frac{B}{A} (t_M - t_2) = e^{-B\tau} \quad (2-30е)$$

и

$$t_M - t_2 = \frac{A}{B} (1 - e^{-B\tau}) = \frac{0,86 I^2 R}{k F_2} \left(1 - e^{-\frac{k F_2 \tau}{G_M c_M}} \right). \quad (2-31)$$

Время, необходимое для нагревания материала до температуры t_M , определится из уравнения (2-30 е):

$$\tau = -\frac{G_H c_H}{k F_2} \ln \left[1 - \frac{k F_2}{0,86 I^2 R} (t_M - t_2) \right], \text{ ч.} \quad (2-32)$$

При стационарном тепловом режиме, когда $\tau \rightarrow \infty$ и $e^{-B\tau} = 0$, имеем:

$$t_M - t_2 = 0,86 \frac{I^2 R}{k F_2}. \quad (2-33)$$

Рекомендуемые и предельно допустимые удельные мощности
трубчатых электронагревателей для различных условий работы¹

Характер работы ТЭН	Материал трубки	Наполнитель	Рекомендуемая удельная мощ- ность σ , $\text{вт}/\text{см}^2$	Предельно допус- тимая удельная мощность, $\text{вт}/\text{см}^2$
Нагрев в спо- койной воздушной среде	Сталь 10, латунь Л 62	Кварцевый пе- сок	1	1,8
	То же	Периклаз	1,5	2,3
	Сталь X18H9T	То же	3	5
Нагрев в движу- щемся воздушном потоке со ско- ростью 6 м/сек и выше (электрока- лориферы)	То же	Кварцевый пе- сок	3	5
		Периклаз	4	6
Плавление пара- фина (рекомен- дуется залить ТЭН в силуминовые ци- линдры)	Сталь 10	Кварцевый пе- сок или пери- клаз	1,5	2,5
Нагрев нефти и смазочных масел	Сталь 10, сталь МСт.3, X18H9T	То же	2,5	3
Нагрев расти- тельных масел	Сталь X18H9T	То же	2	3
Плавление лег- коплавких мягких металлов	Сталь 10	Периклаз	3	6
Нагрев селитры и солей	Сталь X18H9T	То же	3	4
Сушка поверх- ностей радиацион- ным излучением с использованием отражателей	Сталь X18H9T	То же	3	4,5

Проведенные выше расчеты электрических нагревателей сопротивления сложны и в ряде случаев дают результаты, существенно отличающиеся от величин в действительных процессах. Это различие неизбежно, так как в расчетах не учитываются условия технологии изготовления нагревательных устройств, плотность запрессовки спиралей, коррозия, обдувание и др.

Наиболее распространенные в настоящее время в технологических аппаратах трубчатые электрические нагреватели — ТЭН — рассчитываются на основе экспериментальных данных по удельной электрической мощности [Л. 58].

2.4. ВЫБОР ТРУБЧАТЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НАГРЕВАТЕЛЕЙ (ТЭН) ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

В СССР трубчатые электрические нагреватели выпускают сериями на ряде заводов: на московских заводах стройматериалов и торгового оборудования, Ленинградском заводе полиграфических машин, заводе «Миасс-электроаппарат» и др.

Трубчатые нагреватели подбираются на основании рекомендуемой и предельно допустимой мощности, определяемой как отношение электрической мощности ТЭН W к его теплопередающей поверхности F_n :

$$\sigma = \frac{W}{F_n}, \text{ вт}/\text{см}^2. \quad (2-34)$$

Для определения предельно допустимых мощностей ТЭН необходимо принимать во внимание следующие факторы: а) условия работы электронагревателя; б) допустимые температуры нагрева поверхности трубы электронагревателя; в) допустимые температуры нагрева электроизоляционного наполнителя внутри трубы нагревателя; г) температуру нагрева спирали внутри нагревателя.

При подборе ТЭН рекомендуется руководствоваться данными табл. 2-1.

В отдельных случаях значения рекомендуемой и предельно допустимой удельной мощности не зависят от материалов труб и наполнителя, но ограничиваются свойствами нагреваемого вещества, недопустимостью его перегрева у поверхности ТЭН, его малой теплопроводностью (нагрев нефти, масел, парафина и грунта); в

Продолжение табл. 2-1

Характер работы ТЭН	Материал трубки	Наполнитель	Рекомендуемая удельная мощ- ность σ , вт/см^2	Предельно допус- тимая удельная мощность, вт/см^2
Сушка поверх- ностей на откры- тых площадках с повышенными теп- ловыми потерями	Сталь X18H9T	То же	5	7
Прогрев мерзло- го грунта	Сталь 10	Кварцевый пе- сок	1	2
Нагрев, кипение и испарение воды	Сталь МСт.3, Латунь Л 62, Сталь X18H9T	То же	6	10
	То же	Периклаз	8	15
Нагрев пресс- форм (ТЭН залит в металлическую плиту)	Сталь 10	Кварцевый пе- сок	2	3

¹ Таблица заимствована из брошюры А. Д. Свенчанского и С. А. Малышева «Низкотемпературные нагревательные элементы», МЭИ, 1964.

других случаях применение периклаза и стали X18H9T позволяет повысить эти значения. Предельно допустимые значения удельной мощности для трубчатого электронагревателя могут быть оправданы только для случаев кратковременной его работы — в течение нескольких десятков часов. Как правило, следует пользоваться рекомендуемыми значениями удельной мощности нагревателя. При проектировании электронагревательных установок для многолетней работы и установок особой надежности следует уменьшать вдвое рекомендуемые значения удельной мощности.

Подбор ТЭН для электронагревательных установок производят в следующем порядке. По необходимому полезному теплу и тепловым потерям определяют потреб-

ное количество тепла от нагревателя:

$$Q_{\text{полн}} = G_m c_m (t_m'' - t_m') + Q_5, \text{ ккал}, \quad (2-35)$$

где Q_5 — потери в окружающую среду.

По заданному времени процесса и по тепловой нагрузке определяют полную мощность нагревателя

$$P_{\text{полн}} = \frac{Q_{\text{полн}}}{0,86T}, \text{ вт}. \quad (2-36)$$

В полное тепло для нагрева могут входить составляющие, учитывающие скрытую теплоту плавления или парообразования или тепло химической реакции. Расчет тепловых потерь (Q_5) следует производить по рекомендациям из курса «Теплопередача». В случае погружения электронагревателя в нагреваемый материал его к. п. д. равен единице.

Выбрав по табл. 2-1 значение удельной мощности σ , вт/см^2 , для проектируемого аппарата, можно определить активную поверхность нагревателя и его активную длину:

$$F_{\text{акт}} = \frac{P_{\text{полн}}}{\sigma}, \text{ см}^2, \quad (2-37)$$

$$L_{\text{акт}} = \frac{F_{\text{акт}}}{\Pi} = \frac{P_{\text{полн}}}{\sigma \cdot \Pi} \cdot 10^{-2}, \text{ м}, \quad (2-38)$$

где Π — периметр трубы нагревателя, см.

Отечественные заводы выпускают ТЭН различной длины, различной формы и различной удельной мощности. На основе расчета по заводским каталогам можно подобрать тип электронагревателя. В табл. 2-2 и 2-3 приведены некоторые нормализованные типы трубчатых электронагревателей, выпускаемых заводами СССР.

Заводы выпускают трубчатые электронагреватели длиной от 200 до 6000 мм, наружным диаметром 9—10 мм, с наполнителем — кварцевым песком; периклазом или электрокорундом; материал труб: сталь 10, латунь Л 62, медь М 3 или сталь X18H9T.

Пример. Для воздушного электрокалорифера производительностью $V=20 \text{ м}^3/\text{ч}$ с температурами воздуха $t_2=10^\circ\text{C}$ и $t_2'=150^\circ\text{C}$ подобрать трубчатые электронагреватели (ТЭН). Скорость воздуха возле ТЭН $w=3 \text{ м/сек}$.

Весовая производительность электрокалорифера $G=V\gamma=20 \cdot 1,293=25,8 \text{ кг/ч}$.

Таблица 2-2

Трубчатые электрические нагреватели,
выпускаемые заводом «Маяссэлектроаппарат»

Тип ТЭН	Длина, мм		Номинальная предельная мощность для среды, вт				
	полная	активная	Неподвиж- ный воз- дух	Подвиж- ный воз- дух	Масло	Металл	Вода
ЭТ-20	200	150	90	250	125	180	550
ЭТ-25	250	200	110	300	150	225	700
ЭТ-32	320	260	150	400	200	300	900
ЭТ-44	440	380	210	575	300	430	1300
ЭТ-60	600	540	300	800	400	600	1850
ЭТ-800	800	740	420	1100	550	850	2500
ЭТ-100	1000	940	530	1400	700	1050	3100
ЭТ-120	1200	1140	650	1700	850	1300	3850
ЭТ-160	1600	1540	820	2200	1100	1650	5000
Удельная мощ- ность нагревате- лей, вт/см ²			1,5	4	2	3	9

Полезное тепло на нагрев воздуха составит:

$$P = \frac{Q}{0,86} = \frac{Gc (t_2'' - t_2')}{0,86} =$$

$$= \frac{25,8 \cdot 0,242 (150 - 10)}{0,86} = 1020 \text{ вт} = 1,02 \text{ кВт}.$$

Оценим потери тепла электрокалорифером в окружающую среду в 50% от тепла, воспринимаемого воздухом (в конкретных условиях эти потери следует определять точно). Тогда полная мощность электронагревателя составит:

$$P_{\text{полн}} = 1,5 \cdot 1,02 \approx 1,5 \text{ кВт}.$$

С учетом скорости воздуха выбираем по табл. 2-1 рекомендуемую удельную мощность $\sigma = 2 \text{ вт/см}^2$, откуда согласно формулам (2-37) и (2-38) $F_{\text{акт}} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{2,0} = 750 \text{ см}^2$.

При диаметре трубки нагревателя $d = 10 \text{ мм}$

$$L_{\text{акт}} = \frac{750}{3,14 \cdot 1} = 240 \text{ см}.$$

Следовательно, по табл. 2-2 для электрокалорифера можно принять или два нагревателя ЭТ-120, или три нагревателя ЭТ-80, или восемь нагревателей ЭТ-32 и т. д., причем по удельной мощности подойдут нагреватели из графы «масло».

Таблица 2-3

Трубчатые электронагреватели завода «Главмоспромстройматериалы»

Назначение ТЭН	Тип ТЭН	Материал трубы	Длина, м	Мощность, кВт
Для нагрева воды	НВ	Сталь 10	1,3	2,0
			1,6	2,5
			1,8	3,0
			2,1	3,5
			2,3	4,0
			2,6	5,0
Для нагрева воды, водных растворов и слабых щелочей	НВГ	Двойная оболочка из стали 10	0,375	0,25
			0,5	0,5
			0,7	1,0
			1,0	1,5
			1,25	2,0
			1,5	2,5
			1,75	3,0
			2,0	3,5
			2,25	4,0
Для нагрева масел	НММ	Сталь 10	0,65	0,5
			1,0	1,0
			1,5	1,5
			1,75	2,0
			2,25	2,5
			2,5	3,0
Для нагрева воздуха	НВП	То же	3,0	3,5
			12	10
			25	15
			37	20
			49	30
Для нагрева и плавления серы и других солей при температурах до 550°С	НСЖ	Двойная оболочка, наружная из стали Х18Н9Т	55	40
			2,0	1,5
			2,2	1,75
			2,5	2,0
			3,5	3,0
			4,0	4,0
			4,5	5,0
			5,0	6,0
			5,5	7,0
			6,0	8,0

Использование в промышленности индукционных нагревателей как источников тепловой энергии началось в 30-х годах. В настоящее время индукционный нагрев на основе токов высокой и промышленной частоты нашел широкое применение в технологических процессах: нагревание агрессивных жидкостей, выпаривание, сушка, закалка, плавка металлов, пайка и др.

Преимущества индукционного нагрева по сравнению с другими методами электрического нагрева заключаются в следующем: 1) возможность прямого нагрева проводниковых материалов, при этом значительно более интенсивного, чем при нагреве в печах или в устройствах косвенного нагрева, где среда нагревается только через поверхность контакта; 2) бесконтактный нагрев, что упрощает конструкцию нагревателей и позволяет применять этот метод в условиях автоматизированного поточного производства с применением вакуума и защитных средств; 3) повышение производительности труда и улучшение санитарно-гигиенических условий производства.

Сущность явления электромагнитной индукции состоит в том, что переменное магнитное поле в спиральной катушке-индукторе возбуждает переменное магнитное поле в нагреваемом теле-проводнике, помещенном в эту катушку или вблизи нее. При этом в проводнике индуцируется электродвижущая сила (э. д. с.), вызывающая появление электрического тока. Тепловая энергия, выделяемая этим током, нагревает проводник.

Установка для индукционного нагрева состоит обычно из следующих основных элементов: 1) генератора высокой частоты (лампового или машинного); 2) индуктора, представляющего собой спиральную катушку (соленоид) или провод, соответствующий форме нагреваемого тела; 3) конденсаторной батареи, компенсирующей низкий коэффициент мощности индуктора. Часто в установках для поверхностного нагрева, например для закалки стали, индуктор подключают к генератору через понижительный трансформатор (рис. 2-4, а). Нагреватели с многovitковым индуктором подключают обычно к генератору без трансформатора (рис. 2-4, б).

Количество тепла Q , выделяющегося в нагреваемом теле, определяется по уравнению [Л.32];

$$Q = 0,86 C I^2 R, \text{ ккал/ч,} \quad (2-39)$$

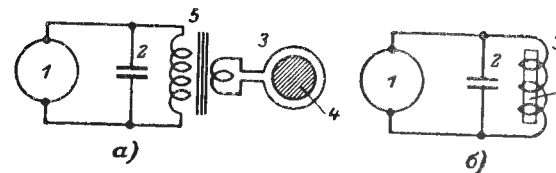


Рис. 2-4. Принципиальные схемы установок для индукционного нагрева.

а — с пониженным трансформатором; б — без пониженного трансформатора; 1 — генератор; 2 — конденсаторная батарея; 3 — индуктор; 4 — нагреваемое тело; 5 — пониженный трансформатор.

где I — ток, а; R — сопротивление проводника (например, стенок аппарата, по которым проходит индукционный ток), см; C — поправочный коэффициент, учитывающий рассеиваемость магнитного поля в пространстве между нагреваемым телом и соленоидом:

$$C = \left(\frac{D_1^3}{D_2} \right)^2 \epsilon; \quad (2-40)$$

D_1 — диаметр нагреваемого тела; D_2 — диаметр витков соленоида; ϵ — постоянная, характеризующая удаленность витков от поверхности нагреваемого тела, принимаемая равной 1—1,3.

К. п. д. нагревателя повышается с уменьшением зазора между нагреваемым материалом и соленоидом. Глубина проникновения вторичного тока в нагреваемый материал определяется по уравнению

$$\delta = 50,3 \sqrt{\frac{\rho}{\mu f}}, \text{ см,} \quad (2-41)$$

где ρ — удельное сопротивление материала, ом·мм²/м; μ — магнитная проницаемость материала, ом·сек/см; f — частота тока, гц.

Из уравнения (2-41) видно, что глубина проникновения тока уменьшается с повышением частоты тока, а при повышении частоты увеличивается энергия, выделяемая в том же объеме, т. е. увеличивается ее концентрация. Для индукционного нагрева технологических аппаратов (в химической и других отраслях промышленности) применяют обычно переменный ток промышленной частоты

в 50 гц. Высокочастотный индукционный нагрев применяют для сушки материалов, плавки и закалки металлов.

Глубина проникновения тока в медь и сталь составляет:

Частота тока f , гц	Глубина проникновения тока δ , см	
	в медь при 15 °С	в сталь 45 при 15 °С
50	1,0	0,5
500	0,3	0,14
2500	0,13	0,067
10^3	0,07	0,034
10^5	0,022	0,011
10^6	0,007	0,0034

Кроме тепла, образующегося под воздействием вторичного тока, при индукционном нагреве дополнительно выделяется тепло под воздействием магнитного гистерезиса и вихревых токов, образуемых переменным магнитным полем.

Количество тепла Q_2 , выделяющееся под воздействием гистерезиса, можно определить по уравнению

$$Q_2 = 0,86 \cdot 10^{-7} k f V_{об} B^{1,6}, \text{ ккал/ч}, \quad (2-42)$$

где $V_{об}$ — объем металла аппарата (или другого проводника), охватываемый магнитным полем, см^3 ; B — магнитная индукция, гс ($1 \text{ гс} = 10^{-8} \text{ вб/см}^2$); f — частота тока, гц; k — постоянная гистерезиса, зависящая от свойств проводника; для стали $k = 0,003$, для чугуна — 0,018.

Объем металла, охватываемый магнитным полем, определяется по уравнению

$$V_{об} = 3,14 (D_1 \delta + \delta^2) L, \text{ см}^3,$$

где D_1 — внутренний диаметр аппарата, см; δ — глубина проникновения тока, см; L — активная длина соленоида, см.

Магнитная индукция B может быть найдена по формуле

$$B = \mu \frac{In}{L} 10^{-8}, \text{ гс}, \quad (2-43)$$

где μ — магнитная проницаемость, $\text{ом} \cdot \text{сек/см}$; I — ток, проходящий в витках соленоида, а; n — число витков соленоида; L — осевая длина соленоида, см.

Количество тепла Q_3 , выделяющееся под воздействием вихревых токов, определяется по уравнению

$$Q_3 = 0,86 a f^2 V_{об} I^2 R, \text{ ккал/ч}, \quad (2-44)$$

где a — постоянная вихревого тока, зависящая от свойств металла; принимается обычно равной 0,001.

Общее количество тепла Q , выделяющееся при индукционном нагреве аппарата, составляет:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (2-45)$$

При использовании тока промышленной частоты тепло, выделяющееся под воздействием гистерезиса Q_2 и вихревых токов Q_3 , составляет незначительную долю от тепла индукционного тока и в приближенных расчетах может не учитываться. Более подробно расчет индукционных нагревателей описывается в специальной литературе [Л. 2, 3].

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Перечислите преимущества электронагрева перед другими способами подвода тепла.
2. Назовите основные способы нагрева с помощью электроэнергии.
3. Объясните принципы методов электронагрева с помощью нагревателей сопротивления; перечислите достоинства ТЭН.
4. Охарактеризуйте технологию изготовления ТЭН, формы их сечения, схемы включения и методику выбора.
5. Принцип определения электрической мощности нагревателя сопротивления.
6. Как определить сечение, длину и поверхность теплообмена электронагревателя сопротивления?
7. Напишите уравнение теплового баланса для электронагревателя при стационарном и нестационарном режимах.
8. Перечислите основные достоинства индукционного нагрева для технологических процессов.
9. Изложите сущность и изобразите принципиальную схему индукционного нагрева.
10. Напишите основные уравнения теплового расчета при индукционном нагреве.

Глава третья

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Выбор схемы выпарной установки и конструкции аппарата для сгущения растворов определяется, главным образом, свойствами этих растворов: плотностью, вяз-

костью, температурой кипения, поверхностным натяжением, коэффициентом растворимости, физико-химической температурной депрессией, склонностью к вспениванию и кристаллизации. Химическая активность раствора определяет выбор материала, из которого должны изготавливаться детали и узлы аппарата.

Проектирование оптимальной для заданных условий выпарной установки предполагает максимальное удовлетворение по крайней мере трем условиям:

1) соответствии схемы установки и конструкции аппарата технологическим требованиям, т. е. упаренный раствор должен отвечать заданному качеству, потери в процессе производства должны быть минимальными, а параметры греющего и вторичного теплоносителей должны соответствовать расчетным;

2) технологичности изготовления аппарата и удобства в обслуживании всей установки: простоте изготовления и монтажа, надежности в работе, удобству очистки, ремонта и замены деталей и узлов;

3) оптимальным технико-экономическим показателям: компактности, невысокой стоимости 1 м² поверхности нагрева, высокому коэффициенту теплопередачи, минимальным амортизационным расходам и затратам энергии на выпаривание раствора.

Невозможно спроектировать выпарной аппарат и всю установку, одновременно удовлетворяющие всем перечисленным условиям. Чаще всего достижение одного высокого показателя возможно за счет снижения другого. Например, компактность и удельная теплопроизводительность аппарата всегда находятся в противоречии с гидравлическим сопротивлением движения раствора; долговечность и коррозионная стойкость — с дефицитностью и стоимостью конструкционных материалов; простота схемы установки — с параметрами и расходом греющего пара и т. д. В каждом случае проектирования выпарной станции необходимо производить сравнительные технико-экономические расчеты.

3-1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ВЫБОР СХЕМЫ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

Классификация схем. Техника выпаривания растворов начала свое развитие с установок периодического действия. При таком методе получе-

ния готового продукта раствор, загруженный в аппарат, подогревают до температуры кипения при начальной концентрации и выпаривают до конечной концентрации. Температура кипения раствора при этом возрастает по мере увеличения температурной депрессии. Сгущенный раствор удаляют из аппарата, затем аппарат вновь загружают раствором и процесс повторяют.

Повышение концентрации раствора во времени в пределах одного аппарата, сопровождающееся изменением его физических свойств, влечет за собой снижение интенсивности теплообмена пропорционально снижению коэффициента теплоотдачи со стороны кипящего раствора. Периодичность наполнения аппарата раствором и эвакуации готового продукта, а также изменение физических констант раствора и снижение тепловой производительности аппарата затрудняют эксплуатацию, контроль и регулирование процесса выпаривания. Режимы работы и производительность нескольких аппаратов периодического действия не поддаются согласованию, и поэтому осуществить многоступенчатую выпарную установку с такими выпарными аппаратами очень трудно. Отсутствие возможности использовать вторичный пар для собственных нужд, а также повышенные потери тепла в окружающую среду из-за вынужденных перерывов в работе для заполнения и опорожнения аппарата существенно повышают удельный расход тепла в установках периодического действия по сравнению с его расходом в непрерывно действующих установках. Тем не менее в тех случаях, когда общая производительность по готовому продукту невелика и желательна максимальная простота общей технологической схемы выпарки, до сих пор эксплуатируют и проектируют новые выпарные установки периодического действия. Расчет таких установок приведен в [Л. 39, 42].

На современных крупных предприятиях выпарные процессы ведут в многоступенчатых установках непрерывного действия с использованием вторичного пара каждой ступени в последующих ступенях с более низким давлением или с передачей части вторичного пара некоторых ступеней другим тепловым потребителям.

По технологическим признакам промышленные выпарные установки непрерывного действия можно разделить на несколько групп.

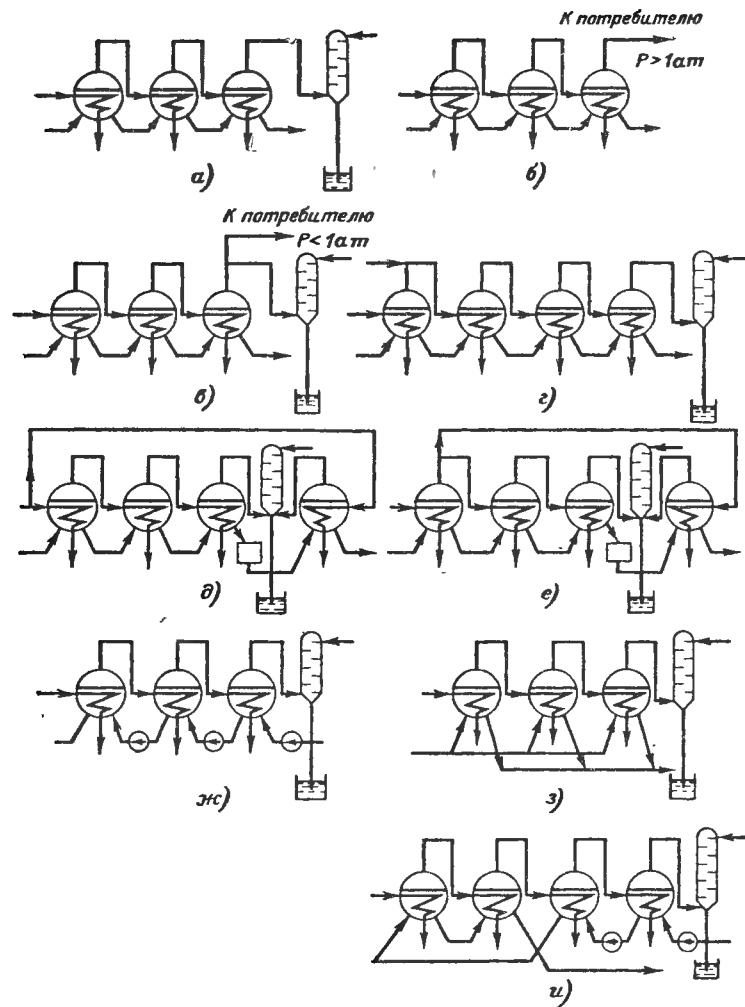


Рис. 3-1. Схемы выпарных установок

а — прямоточная с конденсатором; *б* — прямоточная с противодавлением; *в* — с ухудшенным вакуумом; *г* — с нуль-корпусом; *д* — двухстадийная с обогревом корпуса второй стадии острым паром; *е* — двухстадийная с обогревом корпуса второй стадии вторичным паром первой ступени выпарной установки; *ж* — противоточная; *з* — с параллельным током; *и* — со смешанным током.

1. По числу ступеней: выпарные установки могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми; при этом в одной ступени могут быть один, два и более параллельно включенных корпусов выпарной установки.

2. По давлению вторичного пара в последней ступени:

а) выпарные установки с разрежением в последней ступени, близким к разрежению в барометрическом конденсаторе (рис. 3-1, *а*). При этом достигается возможность иметь большой перепад температур между греющими теплоносителями перед первой ступенью и вторичным паром, поступающим в конденсатор из последней ступени. При заданной тепловой производительности установки повышение перепада температур способствует снижению общей поверхности нагрева, т. е. снижению капитальных затрат на изготовление выпарной установки. Однако в этом случае все тепло пара последней ступени теряется с охлаждающей водой конденсатора. Это наиболее распространенная схема выпарных станций;

б) выпарные установки с повышенным давлением в последней ступени (рис. 3-1, *б*). Такая схема может быть выбрана в случае, когда вторичный пар последней ступени в расчетном режиме может полностью использоваться в других теплоиспользующих установках;

в) выпарные установки с ухудшенным вакуумом (рис. 3-1, *в*). По такой схеме установка может работать и на конденсатор (по варианту рис. 3-1, *а*), и на потребителя низкопотенциального тепла (по варианту рис. 3-1, *б*) со сбросом излишков пара в барометрический конденсатор с ухудшенным вакуумом.

3. По подводу греющего пара:

а) выпарные установки, в которых греющий пар подается в первую по движению раствора ступень, а вторичный пар используется последовательно во второй и последующих ступенях (рис. 3-1, *а*);

б) выпарные установки с нуль-корпусом, в которых используется первичный пар двух давлений. Пар с большим давлением обогревает предвключенную ступень установки, называемую нуль-корпусом, а пар с меньшим давлением подается в следующую ступень, получившую название первого корпуса (рис. 3-1, *г*).

4. По технологии обработки раствора:

а) одностадийные выпарные установки (рис. 3-1, *а* —

г, ж), в которых раствор проходит при упаривании последовательно все ступени и не отводится для других промежуточных операций обработки;

б) многостадийные выпарные установки (рис. 3-1, д, е), в которых раствор после одной из промежуточных ступеней может быть направлен для дополнительной обработки (например, для осветления, центрифугирования), а затем снова поступает на довыпаривание в следующие ступени. Такая выпарка применяется, например, при сгущении электролитических щелоков. В аппараты второй и последующих ступеней поступает обычно высококонцентрированный раствор с повышенной температурной депрессией. Поэтому греющим теплоносителем во вторых ступенях может быть либо свежий пар, подаваемый на первый корпус, либо вторичный пар из первого корпуса выпарной установки. Вторая и последующие ступени работают обычно по схеме однокорпусной установки непрерывного или периодического действия.

5. По относительному движению греющего пара и выпариваемого раствора:

а) прямоточные выпарные установки для растворов, обладающих высокой температурной депрессией (рис. 3-1, а—е, з);

б) противоточные выпарные установки для растворов с быстро растущей вязкостью при повышении их концентрации (рис. 3-1, ж);

в) выпарные установки с параллельным питанием корпусов выпариваемым раствором при склонности его к кристаллизации (рис. 3-1, з);

г) выпарные установки со смешанным питанием корпусов для растворов с повышенной вязкостью (рис. 3-1, и).

Выбор схемы выпарной установки непрерывного действия. Чтобы правильно спроектировать выпарную установку для заданного раствора, необходимо экономически обоснованно и технологически оптимально выбрать: а) схему подогрева раствора; б) схему питания аппаратов раствором; в) оптимальное число ступеней установки; г) рациональную систему использования вторичного тепла.

а) *Схема подогрева раствора.* Греющий теплоноситель для первой ступени выпарной установки должен иметь такую температуру, чтобы, с одной стороны, обеспечить необходимый перепад температур между тепло-

носителем и раствором в первом корпусе (не менее 8—10°С) и чтобы, с другой стороны, располагаемая разность температур во всей выпарной установке была достаточна для обеспечения полезного перепада температур в каждой ступени плюс сумма всех депрессий, т. е.

$$\Delta t' = \Delta t + \left(\sum_1^n \Delta_1 + \sum_1^n \Delta_2 + \sum_1^n \Delta_3 \right), \quad (3-1)$$

где $\Delta t'$ — располагаемая разность температур во всей установке; $\Delta t' = t_1 - t_k$; Δt — суммарная полезная разность температур в установке; Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 — физико-химическая, гидростатическая и гидравлическая температурные депрессии; t_1 — температура греющего теплоносителя в первой ступени, °С; t_k — температура конденсации пара в конденсаторе (или температура пара, направляемого потребителю из последнего корпуса), °С.

Вместе с тем нельзя без технологической необходимости повышать температуру греющего теплоносителя, имея в виду, что повышение ее достигается или недовыработкой электроэнергии в турбине (если греющим теплоносителем является пар из отбора турбины), или увеличением расхода топлива (если греющий источник поступает из генератора тепла).

Температура раствора перед поступлением его в первую ступень должна быть по возможности близкой к температуре кипения. Для этой цели применяют обычно схему регенеративного подогрева. В прямоточных схемах в первую очередь необходимо использовать вторичный пар и конденсат последней ступени, а затем последовательно подогревать раствор в каскаде подогревателей экстра-паром и конденсатом из ступеней более высокого давления. Окончательный догрев раствора перед вводом его на выпаривание производится обычно в специальном подогревателе свежим паром того же давления, который подается для обогрева первой ступени выпарной установки.

Подогрев раствора первичным паром перед подачей его на выпарку не способствует экономии этого пара и не влияет на величину поверхности нагрева всей выпарной установки, приводя, однако, к уменьшению величины поверхности нагрева выпарных аппаратов за счет некоего увеличения поверхности нагрева подогревате-

лей. Стоимость же единицы веса выпарного аппарата выше при прочих равных условиях стоимости единицы веса теплообменника из-за большого расхода металла на единицу поверхности нагрева и сложности изготовления.

Конденсат из первого корпуса установки следует возвращать на ТЭЦ или в котельную, а из других ступеней — использовать после подогревателей для промывки аппаратов или для других нужд.

В противоточных выпарных установках ступенчатый регенеративный подогрев не применяется, так как слабый раствор поступает на выпаривание в «холодном» конце выпарной установки.

б) *Схема питания аппаратов раствором.* Прямоточная схема подачи раствора в выпарную установку наиболее проста и экономична и получила поэтому наибольшее широкое распространение в промышленности для выпаривания растворов с высокой температурной депрессией.

В особых случаях, когда установка предназначается для обработки растворов с сильно возрастающей вязкостью в процессе выпаривания, можно остановиться на варианте противоточной схемы питания. В такой схеме одновременно с увеличением концентрации и вязкости по ходу раствора от корпуса к корпусу повышается его температура, что вызывает снижение вязкости. Следует, однако, иметь в виду, что в противоточной схеме перед каждой ступенью выпарки устанавливается насос для перекачивания раствора и для поднятия давления.

Схемы с параллельным питанием применяют для упаривания кристаллизующихся растворов, близких к насыщению, в которых при незначительной разнице в концентрациях образуются кристаллы, усложняющие эксплуатацию установки.

Смешанный ток может найти применение в тех же случаях, в каких применяется противоток. Преимуществом смешанного тока перед противотоком является уменьшение количества перекачивающих насосов при сохранении положительных качеств противоточной схемы, заключающихся в уменьшении вязкости раствора.

в) *Оптимальное число ступеней установки.* Как известно, применением выпаривания в многоступенчатой выпарной установке достигается значительная экономия греющего пара. С учетом потерь тепла расход греюще-

го пара D в установке с n ступенями выражается приближенно формулой

$$D = \frac{W}{0,85n}, \quad (3-2)$$

где W — количество выпариваемого растворителя во всех ступенях установки.

Таким образом, увеличение числа ступеней в обратной пропорции снижает расход пара на установку, однако в прямой пропорции увеличивает поверхность нагрева выпарных аппаратов, т. е. капитальные затраты. Обычно бывают трех- или четырехступенчатые выпарные установки.

Разработана методика технико-экономического анализа и определения наимыгоднейшего числа ступеней по эксплуатационным затратам в зависимости от стоимости обслуживания установки, а также расходов на пар, воду и электроэнергию [Л. 42]. Оптимальное число ступеней выпарной установки $n_{\text{опт}}$ приближенно можно определить по формуле

$$n_{\text{опт}} = \left[\frac{k_n (\theta_0 - t_n)}{A \kappa \left[(i_n'' - t_n) - \frac{G_0 c_0}{W} (t_0 - t_n) \right]} \times \left(\frac{B}{0,85} + \frac{C i_n''}{t_{\text{вод}}' - t_{\text{вод}}''} \right) \right]^{0,5}, \quad (3-3)$$

где k_n — коэффициент теплопередачи в последней ступени, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; κ — поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи от корпуса к корпусу; можно принимать $\kappa=1$; θ — температура греющего пара на входе в установку, град ; t_0 и t_n — температура кипения раствора в первой и в последней ступенях, град ; i_n'' — энтальпия пара в последней ступени, $\text{ккал}/\text{кг}$; G_0 и c_0 — начальные вес (кг) и теплотемкость ($\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$) раствора; A — стоимость обслуживания, ремонта и автоматизации 1 м^2 поверхности нагрева, $\text{руб}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$; B — стоимость пара, $\text{руб}/\text{кг}$; C — стоимость воды, $\text{руб}/\text{кг}$; E — стоимость электроэнергии в формуле в окончательном виде выпадает за малостью по сравнению с другими членами.

Приведенная формула пригодна для определения наимыгоднейшего числа ступеней только с точки зрения технико-экономических показателей; в ней не учитываются условия работы отдельных аппаратов. В действительности же только в аппаратах с принудительной циркуляцией раствора условия гидродинамики и теплообмена не зависят от полезного перепада температур на ступень, вследствие чего число ступеней можно выбирать на основании одного только технико-экономического расчета. В аппаратах с естественной циркуляцией раствора гидродинамика и теплообмен целиком определяются величиной полезной разности температур. С увеличением числа ступеней полезный перепад температур на каждую ступень уменьшается.

При упаривании слабо кристаллизующихся растворов с небольшой вязкостью (до 2 *спз*) в аппаратах с естественной циркуляцией типа ВН полезный перепад температур на ступень $\Delta t_{\text{пол}}$ должен составить 10—15°С; при увеличении вязкости до 5 *спз* $\Delta t_{\text{пол}}$ должна быть увеличена на 7—9°С. Для интенсивно кристаллизующихся растворов полезная разность температур $\Delta t_{\text{пол}}$ принимается еще больше, и при вязкости в 20 *спз* и более она должна быть равна 28—32°С. В аппаратах с принудительной циркуляцией минимальная полезная разность температур на ступень может быть равной 6—8°С.

Большим препятствием при упаривании вязких растворов может служить повышающаяся с ростом концентрации температурная депрессия. Часто из-за большой ее величины в конце выпаривания приходится ограничивать число ступеней в установке. Чтобы повысить экономичность выпаривания таких растворов, можно спроектировать установку, работающую по двухстадийной схеме (см. рис. 3-1, *д*, *е*). В первой — многоступенчатой стадии выпарки раствор концентрируется не до конца, а окончательная его выпарка осуществляется в одном малопроизводительном корпусе второй стадии. Греющим паром в этом корпусе может быть или пар, подаваемый в первую ступень первой стадии, или вторичный пар первой ступени выпарки. Вторая стадия рассчитывается по известным параметрам раствора и пара как самостоятельная одноступенчатая выпарная установка, работающая на общий с первой ступенью барометрический конденсатор.

г) *Использование вторичного тепла выпарной установки.* Расход тепла на нагрев раствора перед вводом в установку и на его кипение в первом корпусе многоступенчатой выпарной установки сопровождается выделением большого количества вторичного тепла в виде вторичных паров растворителя и выводимого из каждого аппарата горячего конденсата. Чем выше порядковый номер ступени, тем ниже температура выходящих из нее вторичного пара и конденсата.

Если отсутствует постоянный потребитель низкопотенциального тепла, то выпарная установка проектируется с конденсатором за последней ступенью, в котором поддерживается абсолютное давление конденсации пара 0,1—0,2 ат.

При наличии в схеме выпарной установки или на соседних производственных объектах потребителей низкопотенциального тепла целесообразно проектировать выпарную станцию с ухудшенным вакуумом или с противодавлением вторичного пара в последней ступени. Температура вторичного пара из выпарной установки должна быть в этом случае на 8—10°С выше конечной температуры теплоносителя потребителя низкопотенциального тепла, а при отсутствии отбора экстра-пара за пределы установки расход вторичного пара W_n можно приближенно определить из следующего равенства:

$$W_n \approx \frac{G_m c_m (t_m'' - t_m')}{r_n''} \approx \frac{W}{0,85n}, \quad (3-4)$$

где G_m и c_m — расход (кг) и теплоемкость ($\text{ккал/кг} \times \text{град}$) теплоносителя, воспринимающего низкопотенциальное тепло; t_m' и t_m'' — его начальная и конечная температуры, °С; r_n'' — теплота парообразования вторичного пара последней ступени, ккал/кг ; W — общее количество воды, выпариваемой во всей установке, кг/ч ; n — число ступеней выпарной установки.

Если потребителю низкопотенциального тепла необходим подогрев теплоносителя до температуры, превышающей температуру вторичного пара последней ступени, следует применить многоступенчатый подогрев с использованием экстра-паров промежуточных ступеней выпарной установки (начиная с конца).

В разветвленной схеме выпарной установки часть тепла конденсата, вторичного пара последней ступени и экстра-паров всегда используется на регенеративный подогрев поступающего на выпарку раствора. Однако много вторичного тепла, особенно в конденсаторе, теряется безвозвратно, и нужно стремиться к максимальному использованию этого тепла. Отметим также, что в случае получения греющего пара для выпарной станции от ТЭЦ нельзя завышать его параметры, так как повышение давления пара влечет за собой недовыработку электроэнергии. Наиболее благоприятными потребителями низкопотенциального тепла следует считать горячее водоснабжение ближайших цехов предприятия и бытовое потребление тепла в соседних жилых районах.

3.2. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ АППАРАТОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Наибольшее распространение получили вертикальные трубчатые выпарные аппараты непрерывного действия с естественной и (реже) с принудительной циркуляцией, включаемые в сложные многоступенчатые установки.

Современные выпарные аппараты выпускаются по ГОСТ 11989-66 и по ведомственным нормам (например, НМП4-198 48), а в некоторых случаях по индивидуальным заказам. На рис. 3-2 представлены основные типы выпарных аппаратов, изготавливаемых отечественными заводами. Технические данные для этих аппаратов имеются в литературе [Л. 18, 39, 42, 47].

Выбор типа выпарного аппарата

Среди большого разнообразия аппаратов наиболее прост по конструкции чугуный выпарной аппарат с рубашкой для парового или масляного обогрева (см. рис. 1-2, б). Такие аппараты можно встретить еще и сейчас в системах упаривания вязких или сильно агрессивных растворов. Греющая поверхность таких аппаратов проста в изготовлении и удобна в ремонте, легко подвергается очистке, а также может быть защищена различными антикоррозионными материалами; для лучшего перемешивания массы внутри аппарата иногда применяют механические мешалки. Однако выпарные аппараты с рубашкой металлоемки и отличаются самой незначительной поверхностью нагрева на единицу объема аппарата, т. е. они громоздки; из-за слабой циркуляции нагрев раствора в них очень неравномерен, а коэффициент теплопередачи низок. В технико-экономическом отношении рубашечные аппараты не могут конкурировать с выпарными аппаратами других типов и поэтому применяются только в небольших выпарных установках периодического действия.

Стремление к достижению равномерности обогрева, высокой теплопроизводительности и максимальной компактности привело к созданию аппаратов со змеевиковой поверхностью внутри аппарата.

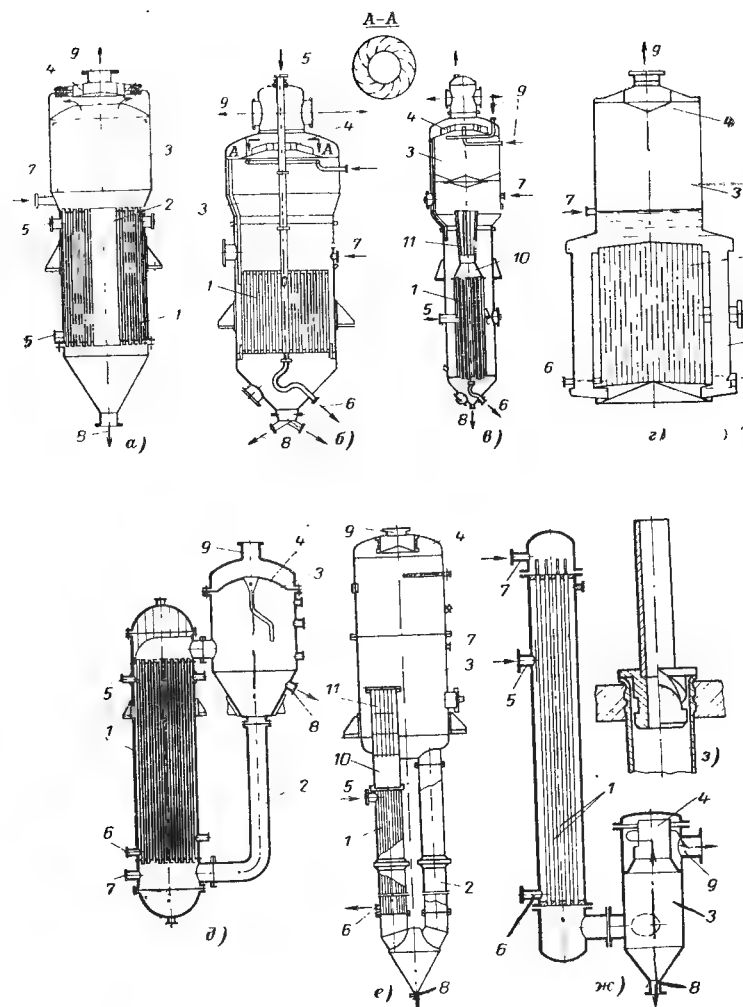


Рис. 3-2. Основные конструкции выпарных аппаратов с естественной циркуляцией.

а — типа ВВ с центральной циркуляционной трубой; б — с подвесной греющей камерой; в — с подвесной удлиненной греющей камерой и стабилизатором тока эмульсии; г — ЦИНС — ВЦ с несколькими выносными циркуляционными трубами; д — типа ВН с выносной греющей камерой; е — со стабилизатором системы Р. Е. Левина; ж — с падающей пленкой; з — насадка для закручивания пленки раствора; 1 — греющая камера; 2 — циркуляционная труба; 3 — паровое пространство; 4 — сепаратор; 5 — вход греющего пара; 6 — выход конденсата; 7 — вход слабого раствора; 8 — выход крепкого раствора; 9 — выход вторичного пара; 10 — подпорный участок; 11 — стабилизатор движения парожидкостной эмульсии.

В эксплуатационном же отношении, особенно из-за трудности очистки змеевиков, такие аппараты неудобны, по технико-экономическим показателям уступают кожухотрубчатым аппаратам и поэтому широкого распространения не получили.

Для выпаривания маловязких (6—8 *спз*) некристаллизующихся и неагрессивных растворов получил распространение выпарной аппарат типа ВВ с внутренней греющей камерой и с центральной циркуляционной трубой (рис. 3-2, а). В этом аппарате возникает устойчивая циркуляция раствора, что обеспечивает высокий коэффициент теплопередачи, а большая удельная поверхность нагрева делает его компактным и снижает металлоемкость аппарата на единицу объема. Фланцевые соединения между царгой с трубчаткой и сепаратором сверху и днищем снизу позволяют в случае необходимости отделять греющую камеру для ремонта и очистки труб. Номинальная поверхность нагрева таких аппаратов находится в пределах 25—350 m^2 .

Выпарные аппараты с подвесной греющей камерой применяются для упаривания кристаллизующихся, агрессивных и умеренно вязких растворов (рис. 3-2, б). В таких аппаратах вследствие большого сечения кольцевого канала между обечайкой и внутренней паровой камерой улучшается циркуляция раствора, а свободная подвеска греющей камеры исключает возможность нарушения плотности вальцовочных соединений между трубами и решеткой при термической деформации. Скорость циркуляции раствора в этих аппаратах, однако, еще не так велика, чтобы в них можно было выпаривать интенсивно инкрустирующие или вязкие растворы, так как частые и длительные (до 14 ч) остановки аппарата на чистку значительно снижали бы его производительность. Выпарные аппараты с подвесной греющей камерой широко применяются для выпаривания электролитических щелочей; они выпускаются отечественными заводами с поверхностью нагрева от 100 до 450 m^2 .

В последние годы в отечественной практике выпаривания щелочей и каустической соды применяют аппараты со стабилизатором тока эмульсии (рис. 3-2, в) [Л. 47]. Многими конструктивными узлами они напоминают выпарные аппараты с подвесной греющей камерой, однако отличаются большей высотой труб (4 000 мм). Такие аппараты характеризуются улучшенной циркуляцией раствора и более высокой тепловой эффективностью. Их недостатком является конструктивно неудачное решение узлов ввода пара и вывода конденсата.

Циркуляцию раствора в выпарных аппаратах можно улучшить, если увеличить разность плотности жидкости в подъемных и в опускных каналах циркуляционного контура путем полного устранения нагревания ее в опускных каналах. К таким аппаратам относятся выпарные аппараты системы ЦИНС—ВЦ с несколькими выносными циркуляционными трубами (рис. 3-2, г). Аппараты компактны и рассчитаны на большую производительность (поверхность нагрева до 2 100 m^2). Удельные показатели аппаратов ЦИНС—ВЦ выше, чем у других аппаратов с выносными циркуляционными трубами. Трубные решетки, выполненные с некоторым наклоном от центра к периферии, обеспечивают быстрый отвод конденсата и устранение коррозии нижних концов труб. Вместе с тем конические трубные решетки сложны в изготовлении, а установка труб в них связана с рядом трудностей, что ухудшает общую высокую характеристику аппарата.

Выпаривание кристаллизующихся растворов затрудняется, как известно, выпадением на поверхности нагрева кристаллов, которые прикипают к ней, образуя прочную корку инкрустов. Очистка поверхности нагрева вызывает необходимость останова и вскрытия аппарата. Выпарной аппарат с выносной греющей камерой и с циркуляционной трубой (типа ВН, рис. 3-2, д) оказался удачным по конструкции для выпаривания растворов такого рода. Благодаря большой высоте греющих труб (5—7 м) и вынесенной опускной трубе в аппарате возникает интенсивная циркуляция раствора (до 1,5 *м/сек*), затрудняющая осаждение кристаллов на стенках труб. Остановка аппарата для механической очистки относительно непродолжительна благодаря удобной компоновке греющей камеры и корпуса аппарата.

Выпарные аппараты с выносной греющей камерой нашли широкое применение для упаривания растворов сахара, сульфатных щелочей и алюминатных растворов. Аппараты типа ВН могут работать и без многократной циркуляции раствора — по прямоточному принципу. В этом случае отсутствует циркуляционная труба, а раствор проходит через трубы только 1 раз. Применение прямоточных аппаратов для выпаривания кристаллизующихся растворов не рекомендуется.

Выпадение кристаллов из насыщенного раствора на поверхности нагрева при выпаривании можно предотвратить либо ограничить увеличением скорости его циркуляции или переносом кристаллизации за пределы греющей поверхности, а чаще сочетанием обоих способов. Ненасыщенные растворы с положительным коэффициентом растворимости при нагревании не выделяют кристаллов, если жидкость не достигла температуры кипения и ступение раствора еще не происходит.

Если же раствор, недогретый до кипения, вывести из зоны подогрева в зону с пониженным давлением за пределами теплопередающей поверхности, то кипение раствора и сопровождающая этот процесс кристаллизация будут происходить без инкрустации греющих труб.

Такой выпарной аппарат был сконструирован Р. Е. Левиным (рис. 3-2, е). В аппарате с вынесенной циркуляционной трубой над поверхностью нагрева установлены подпорный участок 10 и стабилизатор движения парожидкостной эмульсии 11. В трубчатке 1 раствор движется вверх и подогревается в ней до температуры на 2—3°С ниже температуры кипения для данного уровня и давления в аппарате. При дальнейшем движении вверх статическое давление раствора снижается, и уже за пределами греющей камеры, в верхней части подпорного участка, раствор закипает. Стабилизатор, выполненный в виде вертикальной трубы с продольными перегородками, служит рассекателем парожидкостной эмульсии на мелкие потоки для предотвращения возможных гидравлических ударов. Чтобы избежать пристеночной кристаллизации, конструкция аппарата рассчитана на повышенную до 1,5—2 *м/сек* скорость раствора при естественной циркуляции.

Высокая скорость раствора в трубах может быть достигнута только при умеренной вязкости раствора (до 100 *спз*) и при обеспечении перепада температур между греющим теплоносителем и раствором не менее 25—30°С.

Как известно, часто встречаются растворы, кипение которых сопровождается пенообразованием. Для упаривания таких растворов

применяются пленочные аппараты. В отечественной промышленности нашли применение выпарные аппараты с поднимающейся пленкой [Л. 50]. Эти аппараты компактны и отличаются высокой скоростью раствора в трубах; в литературе подчеркивается возможность сгущения в таких аппаратах термолабильных растворов. Однако такие аппараты более других чувствительны к неравномерности подачи раствора и страдают частым нарушением плотности развальцовки труб; кроме того, затруднительна очистка их поверхности нагрева.

Более удобны для очистки и ремонта выпарные аппараты с падающей пленкой (рис. 3-2, *ж*). Раствор подается в трубы сверху через специальные пасады (рис. 3-2, *з*), предназначенные для равномерного распределения его по трубной решетке, а также для распределения его в виде тонкой пленки на стенках труб и закручивания этой пленки. Пройдя по трубе сверху вниз 1 раз, раствор достигает пужной концентрации.

В таких аппаратах устранены многие недостатки, присущие аппаратам с поднимающейся пленкой, однако и в них при недостаточной плотности орошения (норма 800—1 000 л на 1 пог. м в час) возможно оголение и инкрустация нижних концов труб при работе с кристаллизующимися растворами, зарастание проходного сечения, уменьшение скорости раствора и снижение производительности всего аппарата.

Устранить инкрустацию поверхности нагрева при выпаривании кристаллизующихся растворов можно достижением скорости раствора в трубах в 2—3 м/сек. В тех случаях, когда такой скорости нельзя достичь температурным перепадом между теплоносителями при естественной циркуляции, выпарная установка проектируется в расчете на применение аппаратов с принудительной циркуляцией (рис. 3-3, *а*), создаваемой насосами, установленными снаружи или внутри аппарата. При большой скорости раствора, создаваемой насосом, парообразование начинается за пределами греющей поверхности или на небольшом выходном участке трубы. Образующиеся при этом кристаллы соли находятся преимущественно во взвешенном состоянии и выносятся из аппарата вместе с концентрированным раствором.

Более удачная конструкция выпарного аппарата с принудительной циркуляцией показана на рис. 3-3, *б*. Кипящий раствор поступает в зону разделения тангенциально, приобретает вращательное движение по стенке сепаратора и активнее разделяется на жидкость и пар. Поверхность нагрева удобно демонтируется для очистки и ремонта.

Аппараты с принудительной циркуляцией применяют также для упаривания растворов повышенной вязкости.

Экономические расчеты показали, что в аппаратах с принудительной циркуляцией скорость раствора должна быть не менее 1,5 м/сек и не более 2,5 м/сек. Нижний предел устанавливается началом солевых отложений, верхний — превышением расходов на электроэнергию для перекачки над экономией в затратах на поверхность нагрева за счет повышенных скоростей раствора.

Очень вязкие, пастообразные и термолабильные растворы упариваются в аппаратах с перемешиваемой обрабатываемой вещью. Один из таких аппаратов показан на рис. 3-3, *в*. Раствор, поступающий в аппарат с помощью дозирочного насоса, растекается

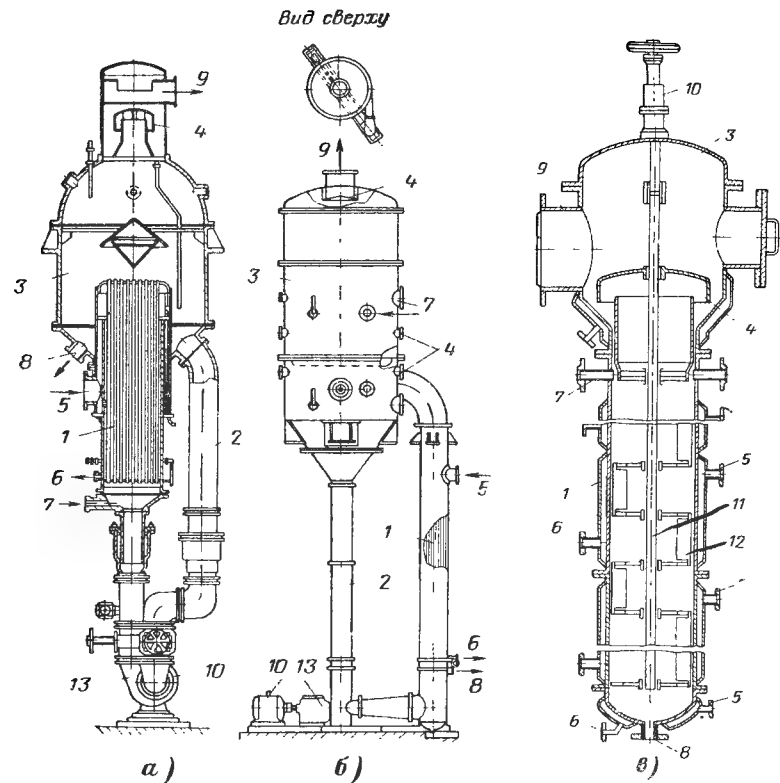


Рис. 3-3. Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией и перемешиваемой пленкой.

а и *б* — с принудительной циркуляцией раствора; *в* — с перемешиваемой пленкой; 1 — греющая камера; 2 — циркуляционная труба; 3 — паровое пространство; 4 — сепаратор; 5 — вход греющего пара; 6 — выход конденсата; 7 — вход слабого раствора; 8 — выход крепкого раствора; 9 — выход вторичного пара; 10 — электропривод; 11 — рамная мешалка; 12 — подвижные скребки; 13 — насос.

пленкой по внутренней стенке, захватывается вращающимися скребками и размазывается по всей греющей поверхности. По мере упаривания растворителя на стенке образуются твердый продукт или паста, которые соскабливаются скребками и выводятся из аппарата через нижний патрубок и секторный затвор. Греющим теплоносителем в аппарате с рубашечным обогревом могут служить пар, горячая вода и высокотемпературные жидкие теплоносители. По способу подвода тепла можно заключить, что теплопроизводительность такого аппарата невелика и что необходим также дополнительный расход энергии на привод скребков.

Определение количества выпаренной влаги по ступеням выпарной установки

Метод И. А. Тищенко распределения полезной разности температур между ступенями выпарной установки, различные способы определения общего и по ступеням количества выпаренной влаги, а также методы определения расхода свежего пара на выпарку в многоступенчатых выпарных установках излагаются во всех учебниках и пособиях по выпарной технике [Л. 15, 39, 42, 50, 97]. При этом, как правило, приводятся методы и примеры расчета установок для упаривания некристаллизующихся растворов.

Однако на практике часто приходится иметь дело с растворами, концентрирование которых сопровождается выпадением кристаллов. При расчете установок для упаривания кристаллизующихся растворов метод И. А. Тищенко использовать нельзя. В таких случаях можно пользоваться методикой расчета прямоточных выпарных установок с кристаллизующимися растворами и вакуум-кристаллизационных установок, предложенной Т. А. Колачем [Л. 42]. При составлении теплового баланса в этой методике учитываются физическая теплота соли, удаляемой из аппарата, теплота концентрирования и теплота кристаллизации соли. Технологическая схема выпарной установки, подлежащей расчету, показана на рис. 3-4. Схема составлена в общем виде при максимальном использовании тепла вторичных потоков, в том числе многоступенчатого возврата пара вторичного вскипания конденсата из второй и последующих ступеней, отвода экстра-пара за пределы выпарной установки и потребления низкопотенциального тепла от посторонних источников. Конденсат греющего пара первой ступени возвращается на ТЭЦ или в котельную.

Примем следующие обозначения, в которых индекс 0 соответствует слабому раствору, а индексы 1, 2, 3, ..., n — номерам ступеней.

d_1 — количество пара, потребляемое в первой ступени выпарной установки, кг/кг раствора; $i_1, i_2, \dots, i_n$ — энтальпия греющего пара, ккал/кг; $i_1'', i_2'', \dots, i_n''$ — энтальпия вторичного пара, ккал/кг; $c_0, c_1, \dots$

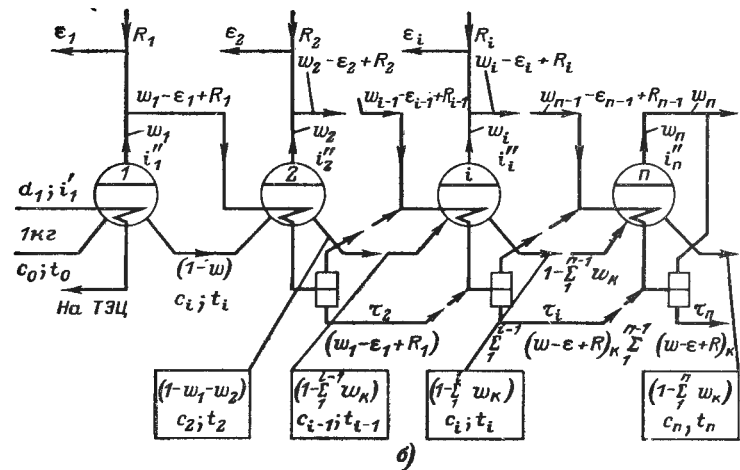
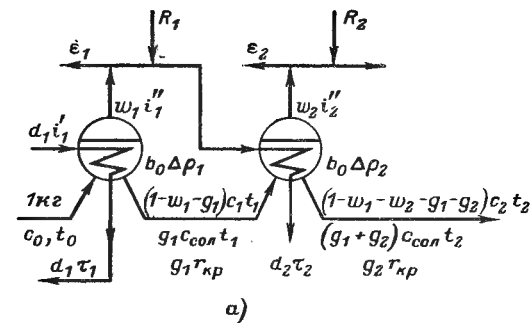


Рис. 3-4. Схемы к тепловому расчету выпарных установок с кристаллизующимися растворами.

а — к тепловому балансу первой ступени; б — к тепловому балансу многоступенчатой выпарной установки.

..., c_n — теплоемкость раствора, ккал/кг·°C; $t_0, t_1, \dots, t_n$ — температура кипения раствора, °C; $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ — энтальпия конденсата греющего пара, ккал/кг; $w_1, w_2, \dots, w_n$ — количество выпариваемой воды, кг/кг; $\epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_n$ — количество экстра-пара, отбираемого из ступени, кг/кг; $R_1, R_2, \dots, R_n$ — количество пара внешних источников и пара вторичного вскипания конденсата предыдущих ступеней, подаваемого в рассматриваемую ступень, кг/кг; $b_0,$

$b_1, \dots, b_n$ — концентрация раствора, кг/кг; $\Delta\rho_1, \Delta\rho_2, \dots, \Delta\rho_n$ — теплота концентрирования раствора (с соответствующим знаком), отнесенная к 1 кг сухой соли, ккал/кг; $g_1, g_2, \dots, g_n$ — количество выкристаллизовавшейся соли, кг/кг; $r_{кр}$ — теплота кристаллизации соли, ккал/кг; $c_{сол}$ — теплосмкость сухой соли, ккал/кг·°С.

Как и в методике Тищенко, потери тепла в окружающую среду оцениваются после теплового расчета всей установки.

Расчет производим на 1 кг поступающего для выпаривания раствора. Тепловой баланс для первой ступени выпарной установки с учетом теплот кристаллизации и концентрирования имеет вид:

$$d_1 i'_1 + c_0 t_0 + g_1 r_{кр} + b_0 \Delta\rho_1 = (1 - w_1) c_1 t_1 - g_1 c_1 t_1 + g_1 c_{сол} t_1 + d_1 \tau_1 + w_1 i''_1. \quad (3-5)$$

Заменив по известному правилу величину $(1 - w_1) c_1$ величиной $(c_0 - w_1)$, получим:

$$d_1 i'_1 + c_0 t_0 + g_1 r_{кр} + b_0 \Delta\rho_1 = (c_0 - w_1) t_1 - g_1 c_1 t_1 + g_1 c_{сол} t_1 + d_1 \tau_1 + w_1 i''_1$$

или

$$w_1 = d_1 \frac{(i'_1 - \tau_1)}{(i''_1 - t_1)} + c_0 \frac{(t_0 - t_1)}{(i''_1 - t_1)} + g_1 \frac{r_{кр} + (c_1 - c_{сол}) t_1}{(i''_1 - t_1)} + b_0 \frac{\Delta\rho_1}{(i''_1 - t_1)}, \quad (3-6)$$

где $\frac{i'_1 - \tau_1}{i''_1 - t_1} = \alpha_1$ — «коэффициент испарения» раствора,

т. е. количество воды, выпариваемое теплом 1 кг греющего пара (всегда положителен); $\frac{t_0 - t_1}{i''_1 - t_1} =$

β_1 — «коэффициент самоиспарения» раствора, т. е. количество воды, выпариваемое теплом, выделяющимся при сбросе давления раствора на входе в ступень (в зависимости от значения температур раствора t_0 и t_1 положителен, отрицателен или равен нулю).

После подстановки коэффициентов α_1 и β_1 получим уравнение для определения количества выпаренной влаги в первой ступени

$$w_1 = d_1 \alpha_1 + c_0 \beta_1 + g_1 \frac{r_{кр} + (c_1 - c_{сол}) t_1}{(i''_1 - t_1)} + b_0 \frac{\Delta\rho_1}{(i''_1 - t_1)}. \quad (3-7)$$

Для второй ступени выпарной установки уравнение материального баланса будет иметь вид:

$$d_2 i''_2 + c_1 t_1 \left(1 - \sum_1^{2-1} w_i - \sum_1^{2-1} g_i\right) + c_{сол} t_1 \sum_1^{2-1} g_i + r_{кр} g_2 + b_0 \Delta\rho_2 = w_2 i''_2 + c_2 t_2 \left(1 - \sum_2^2 w_i - \sum_1^2 g_i + c_{сол} t_2 \sum_1^2 g_i + d_2 \tau_2\right). \quad (3-8)$$

После преобразования и замены соответствующих комплексов коэффициентами испарения α_i и самоиспарения β_i получим уравнение для определения количества выпаренной влаги во второй ступени:

$$w_2 = d_2 \alpha_2 + \left(c_0 - \sum_1^{2-1} w_i\right) \beta_2 - \sum_1^{2-1} g_i \frac{(c_1 - c_{сол}) t_1 - (c_2 - c_{сол}) t_2}{i''_2 - t_2} + g_2 \frac{r_{кр} (c_1 - c_{сол}) t_2}{i''_2 - t_2} + b_0 \frac{\Delta\rho_2}{i''_2 - t_2}. \quad (3-9)$$

Аналогично для третьей ступени выпарки с учетом коэффициента самоиспарения конденсата σ_i , поступающего из греющей камеры предшествующей ступени [Л. 50, стр. 128], получим уравнение

$$w_3 = d_3 \alpha_3 + \left(c_0 - \sum_1^{3-1} w_i\right) \beta_3 -$$

$$- \sum_1^{3-1} g_i \frac{(c_2 - c_{\text{сол}}) t_2 - (c_3 - c_{\text{сол}}) t_3}{i_3'' - t_3} + \\ + g_3 \frac{r_{\text{кр}} + (c_2 - c_{\text{сол}}) t_3}{i_3'' - t_3} + b_0 \frac{\Delta p_3}{i_3'' - t_3} + \sigma_3 d_2. \quad (3-10)$$

Для произвольной i -й ступени получим:

$$w_i = d_i \alpha_i + \left(c_0 - \sum_1^{i-1} w_k \right) \beta_i + \\ + \sum_1^{i-1} g_k \frac{(c_{i-1} - c_{\text{сол}}) t_{i-1} - (c_i - c_{\text{сол}}) t_i}{i_i'' - t_i} + \\ + g_i \frac{r_{\text{кр}} + (c_{i-1} - c_{\text{сол}}) t_i}{i_i'' - t_i} + b_0 \frac{\Delta p_i}{i_i'' - t_i} + \sigma_i \sum_2^{i-1} d_k. \quad (3-11)$$

В уравнениях (3-9) — (3-11)

$$d_i = [w - (\varepsilon - R)]_{i-1}. \quad (3-12)$$

Кроме того, следует иметь в виду, что $\sum_1^n w_i = w$ и $\sum_1^n g_i = g$.

Для установок, в которых выкристаллизовавшаяся соль выводится из каждой ступени, расчетные формулы примут вид:

для первой ступени

$$w_1 = d_1 \alpha_1 + c_0 \beta_1 + g_1 \frac{r_{\text{кр}} + (c_1 - c_{\text{сол}}) t_1}{i_1'' - t_1} + b_0 \frac{\Delta p_1}{i_1'' - t_1}; \quad (3-13)$$

для второй ступени

$$w_2 = d_2 \alpha_2 + \left(c_0 - \sum_1^{2-1} w_i \right) \beta_2 + \\ + g_2 \frac{r_{\text{кр}} + (c_2 - c_{\text{сол}}) t_2}{i_2'' - t_2} + b_0 \frac{\Delta p_2}{i_2'' - t_2}; \quad (3-14)$$

для третьей ступени

$$w_3 = d_3 \alpha_3 + \left(c_0 - \sum_1^{3-1} w_i \right) \beta_3 + \\ + g_3 \frac{r_{\text{кр}} + (c_3 - c_{\text{сол}}) t_3}{i_3'' - t_3} + b_0 \frac{\Delta p_3}{i_3'' - t_3} + \sigma_3 d_2; \quad (3-15)$$

для произвольной i -й ступени

$$w_i = d_i \alpha_i + \left(c_0 - \sum_1^{i-1} w_i \right) \beta_i + g_i \frac{r_{\text{кр}} + (c_i - c_{\text{сол}}) t_i}{i_i'' - t_i} + \\ + b_0 \frac{\Delta p_i}{i_i'' - t_i} + \sigma_i \sum_2^{i-1} d_k. \quad (3-16)$$

Приближенное определение температур раствора, вторичного пара и температурных депрессий по ступеням установки

Уравнение (3-16) можно решить только в том случае, если известны величины α_i , β_i , σ_i , ε_i , R_i , $\Sigma \Delta$, Δp_i и g_i , которые зависят от распределения общей полезной разности температур между ступенями выпарной установки и от параметров пара и раствора в каждой ступени. Поэтому они не могут быть заданы заранее, а определяются в результате последовательных приближенных расчетов. Предварительные приближенные расчеты можно производить без учета теплоты самоиспарения конденсата, последовательно перепускаемого из расширителя в расширитель; можно также пренебречь теплотой кристаллизации соли и в некоторых случаях — теплотой концентрирования раствора. Если же принять во внимание, что использование мягкого пара внешних источников встречается в практике выпаривания крайне редко, то упрощенный материальный и тепловой баланс прямой выпарной установки можно записать в виде

уравнений:

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= d_1 \alpha_1 + c_0 \beta_1; \\ w_2 &= (w - \varepsilon)_1 \alpha_2 + (c_0 - w_1) \beta_2; \\ w_3 &= (w - \varepsilon)_2 \alpha_3 + (c_0 - w_1 - w_2) \beta_3; \\ w_n &= (w - \varepsilon)_{n-1} \alpha_n + \left(c_0 - \sum_{i=1}^{n-1} w_i \right) \beta_n. \end{aligned} \right\} \quad (3-17)$$

Для любой i -й ступени

$$w_i = (w - \varepsilon)_{i-1} \alpha_i + \left(c_0 - \sum_{j=1}^{i-1} w_j \right) \beta_i, \quad (3-18)$$

где

$$w = \sum_{i=1}^n w_i = w_1 + w_2 + \dots + w_n. \quad (3-19)$$

Система уравнений (3-17) и (3-19) может быть решена при известных значениях α_i и β_i , определяемых в свою очередь после распределения общей полезной разности температур по ступеням установки.

При заданных температуре греющего пара в первой ступени t_s и температуре конденсации пара за последней ступенью t_k общая полезная разность температур [Л. 50, стр 123]

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_s - t_k - \left(\sum_{i=1}^n \Delta_1 + \sum_{i=1}^n \Delta_2 + \sum_{i=1}^n \Delta_3 \right) \quad (3-20)$$

может быть найдена только после определения суммарной величины температурных потерь. Сумма гидростатической $(\Delta_2)^1$ и гидродинамической (Δ_3) депрессий для аппаратов с многократной циркуляцией раствора может быть принята равной 5°C на одну ступень, т. е. для всей установки она составит

$$\sum_{i=1}^n \Delta_2 + \sum_{i=1}^n \Delta_3 = 5n. \quad (3-21)$$

Предварительно значения температурной депрессии (Δ_1) по ступеням определяют в следующем порядке:

а) по таблицам физико-химического справочника определяют нормальные температурные депрессии (Δ_n)

¹ С повышением вакуума Δ_2 растет и может достигнть 4—5 град.

при атмосферном давлении и при исходной и конечной концентрациях раствора;

б) по формуле И. А. Тищенко¹ производят пересчет нормальной депрессии $(\Delta_n)_0$ исходного раствора на депрессию $(\Delta_1)_0$ при давлении греющего пара, а также нормальной депрессии раствора конечной концентрации $(\Delta_n)_n$ на депрессию $(\Delta_1)_n$ при давлении вторичного пара последней ступени;

в) находят значения температурной депрессии во всех ступенях установки по формуле [Л. 42, стр. 210]

$$(\Delta_1)_i = (\Delta_1)_0 + [(\Delta_1)_n - (\Delta_1)_0] \left(\frac{i}{n} \right)^3, \quad (3-22)$$

где i — номер ступени; n — число ступеней в установке;

г) определяют полезную разность температур во всей установке

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_s - t_k - \left[\sum_{i=1}^n (\Delta_1)_i + 5n \right]; \quad (3-23)$$

д) рассчитывают полезный перепад температур в первой ступени выпарной установки

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_{\text{пол}}}{n + a \sum_{i=1}^n \left(\frac{i-1}{n-1} \right)^2}, \quad (3-24)$$

где a — коэффициент, зависящий от вязкости раствора; $a=0,2-0,5$ — для растворов, вязкость которых при выпаривании меняется незначительно (например, для раствора поваренной соли); $a=0,5-0,8$ — для растворов с умеренным изменением вязкости при выпаривании; $a=0,8-1,0$ — для рас-

$$\Delta_1 = 0,00387 (\Delta_n) \frac{T^2}{r},$$

где T — температура кипения воды при данном давлении, $^\circ \text{K}$;
 r — теплота парообразования воды при данном давлении, ккал/кг.

Для растворов с высокой температурной депрессией формула И. А. Тищенко дает значительное отклонение от действительной величины температурной депрессии, и в таких случаях можно пользоваться правилом Дюринга [Л. 42, стр. 15].

творов, вязкость которых при выпаривании сильно изменяется (для растворов сахара, аммиачной селитры, электролитического щелока);
 е) рассчитывают полезные перепады температур для остальных ступеней установки

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \left[1 + a \left(\frac{i-1}{n-1} \right)^2 \right]; \quad (3-25)$$

ж) определяют температуры раствора и параметры вторичного пара по ступеням установки путем последовательного вычитания из температуры греющего пара величин Δt_i и $(\Delta_1)_i$. На основании найденных значений определяют коэффициент испарения α_i и коэффициент самоиспарения β_i .

Пример. Определить параметры пара и раствора по отдельным ступеням прямоточной трехступенчатой выпарной установки для случая сгущения водного раствора едкого натра от 10 до 30%. Давление греющего пара 5 ат, давление в конденсаторе 0,15 ат.

1. По справочной литературе находим нормальные температурные депрессии для раствора NaOH в воде при $b_0=10\%$ и $b_3=30\%$:

$$(\Delta_n)_0 = 2,8^\circ \text{C};$$

$$(\Delta_n)_3 = 17,0^\circ \text{C}.$$

2. По формуле (3-21) вводим поправку на давление:

$$(\Delta_1)_0 = 0,00387 \cdot 2,8 \frac{(151,1 + 273)^2}{504} = 3,7^\circ \text{C};$$

$$(\Delta_1)_3 = 0,00387 \cdot 17,0 \frac{(53,6 + 273)^2}{567} = 12,3^\circ \text{C}.$$

3. По формуле (3-22) определяем значение физико-химической депрессии в каждой ступени выпарной установки:

$$\Delta_1 = 3,7 + (12,3 - 3,7) \left(\frac{1}{3} \right)^3 = 4,0^\circ \text{C};$$

$$\Delta_2 = 3,7 + (12,3 - 3,7) \left(\frac{2}{3} \right)^3 = 4,9^\circ \text{C};$$

$$\Delta_3 = 3,7 + (12,3 - 3,7) \cdot 1 = 12,3^\circ \text{C}.$$

4. Определяем сумму физико-химических депрессий:

$$\sum_{i=1}^n \Delta i = 4,0 + 4,9 + 12,3 = 21,2^\circ \text{C}.$$

5. Определяем сумму гидростатических и гидродинамических депрессий:

$$\sum_{i=1}^n (\Delta_{гс} + \Delta_{гд}) = 5 \cdot 3 = 15^\circ \text{C}.$$

6. По формуле (3-23) определяем общую полезную разность температур:

$$\Delta t_{\text{пол}} = 151,1 - 53,6 - (21,2 + 15,0) = 61,3^\circ \text{C}.$$

7. По формуле (3-24) определяем полезную разность температур на первой ступени выпарной установки:

$$\Delta t_1 = \frac{61,3}{3 + 0,8 \left(\frac{1}{4} + 1 \right)} = 15,3^\circ \text{C}.$$

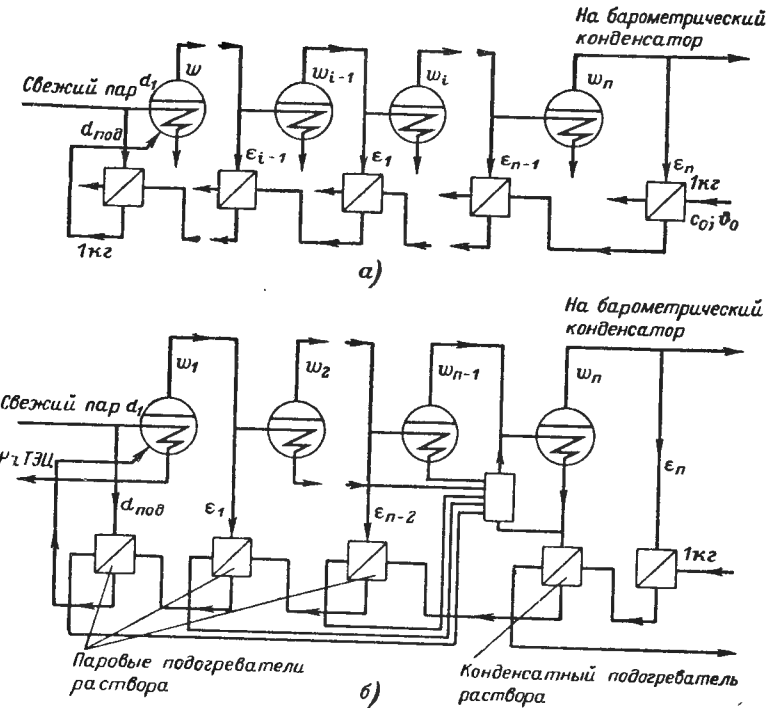


Рис. 3-5. Схемы подогрева раствора.

а — экстра-паром из отдельных ступеней выпарной установки; б — экстра-паром и конденсатом.

8. По формуле (3-25) определяем полезные перепады температур на второй и третьей ступенях выпарной установки:

$$\Delta t_2 = 15,3 \left(1 + 0,8 \frac{1}{4} \right) = 18,4^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_3 = 15,3(1 + 0,8 \cdot 1) = 27,6^\circ \text{C}.$$

9. Определяем параметры пара и раствора по ступеням выпарной установки. Данные сводим в табл. 3-1.

Таблица 3-1

Значения параметров пара и раствора по ступеням выпарной установки

Параметры	I ступень	II ступень	III ступень
Температура греющего пара, °С	151,1	127,6	99,5
Полезная разность температур, °С	17,5	21,2	31,6
Температура раствора, °С	133,6	106,4	67,9
Физико-химическая депрессия, °С	4,0	4,9	12,3
Гидростатическая депрессия, °С	1,0	1,0	1,0
Температура вторичного пара, °С	128,6	100,5	54,6
Гидродинамическая депрессия, °С	1,0	1,0	—
Давление греющего пара, ат	5,0	2,56	1,0

Определение количества экстра-пара

Из ступеней выпарной установки экстра-пар отбирают либо для теплоснабжения внешних потребителей (ϵ'_i), либо для подогрева подаваемого на выпарку раствора (ϵ''_i). Если выдача экстра-пара внешним потребителям — величина заданная, то количество экстра-пара, потребляемого в самой установке, зависит от тепловой схемы и определяется из расчета.

Перед подачей на выпаривание слабый раствор подогревается по одной из двух приведенных на рис. 3-5 схем. По схеме рис. 3-5, а раствор подогревается в поверхностных теплообменниках каскадно только экстра-

паром отдельных ступеней выпарной установки. Тепло конденсата из выпарных аппаратов и подогревателей на подогрев раствора не используется. По схеме рис. 3-5, б раствор подогревается в теплообменниках конденсатом, поступающим из выпарных аппаратов и подогревателей, и в теплообменниках, обогреваемых экстра-парами. Как в схеме рис. 3-5, а, так и в схеме рис. 3-5, б возможен подогрев раствора свежим паром в специальном теплообменнике до температуры, близкой к температуре кипения его в первой ступени выпарной установки. В схеме подогрева рис. 3-5, а первым по ходу движения раствора может быть подогреватель, в котором используется тепло вторичного пара последней ступени, если температура этого пара на 10—15°С выше температуры раствора. В последующих теплообменниках раствор подогревается экстра-паром из каждой ступени выпарки.

Для анализа схем подогрева присвоим каждому подогревателю номер ступени, из которой подается в него экстра-пар, и введем обозначения:

c'_i — средняя теплоемкость раствора начальной концентрации, $\text{ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; $(t_0)_i$ и $(t_0)_{i-1}$ — температура раствора на входе в подогреватель и на выходе из него, °С; ϑ_i'' — температура экстра-пара, подаваемого в подогреватель, °С; r_i'' — теплота парообразования экстра-пара, подаваемого в подогреватель, ккал/кг .

Если пренебречь потерями тепла в окружающую среду, тепловой баланс i -й ступени подогревателя (рис. 3-5, а) в расчете на 1 кг раствора можно написать как

$$\epsilon''_i (t''_i - t''_i^{\text{н}}) = 1 c'_i [(t_0)_{i-1} - (t_0)_i]$$

или

$$\epsilon''_i = \frac{c'_i [(t_0)_{i-1} - (t_0)_i]}{r_i''}. \quad (3-26)$$

Перепад температур между экстра-паром и раствором на выходе из подогревателя i -й ступени составляет:

$$(\Delta t_{\text{под}})_i = \vartheta_i'' - (t_0)_{i-1}, \quad (3-27)$$

а для подогревателя $(i+1)$ -й ступени

$$(\Delta t_{\text{под}})_{i+1} = \vartheta_{i+1}'' - (t_0)_i. \quad (3-28)$$

Если предположить, что подогреватели рассчитаны на одинаковые температурные перепады теплоносителей на выходе, т. е.

$$(\Delta t_{\text{под}})_i = (\Delta t_{\text{под}})_{i+1} = \text{idem},$$

то, вычтя из уравнения (3-27) уравнение (3-28), получим:

$$(t_0)_{i-1} - (t_0)_i = \vartheta_i'' - \vartheta_{i-1}''. \quad (3-29)$$

Заменив в уравнении (3-27) разность температур раствора эквивалентной разностью температур экстра-пара из уравнения (3-29), получим количество экстра-пара, которое необходимо отбирать в теплообменник из соответствующей ступени выпарной установки для подогрева слабого раствора по паровой схеме (рис. 3-5, а):

$$\varepsilon_i'' = \frac{c_i'' (\vartheta_i'' - \vartheta_{i-1}'')}{r_i''}. \quad (3-30)$$

В схеме подогрева конденсатом и экстра-паром (рис. 3-5, б) целесообразно устанавливать один подогреватель с предвключенным расширительным бачком, в котором будет использоваться тепло конденсата от всех выпарных аппаратов и подогревателей. По ходу раствора этот подогреватель должен быть либо первым, либо вторым. Если температура исходного раствора будет равна температуре вторичного пара последней ступени выпарной установки или будет выше нее, то теплообменник конденсата следует ставить первым по ходу раствора. Если температура раствора на $10-15^\circ\text{C}$ ниже температуры вторичного пара последней ступени, то первым по ходу раствора целесообразно ставить подогреватель, использующий вторичный пар последней ступени выпарной установки. Подогреватель с конденсатом будет вторым.

Для подогрева раствора конденсат первой и последней ступеней не используется: конденсат первой ступени возвращается на ТЭЦ или в котельную, конденсат последней ступени смешивается с барометрической водой в конденсаторе выпарной установки.

Методика расчета количества экстра-пара для схемы со смешанным нагревом раствора остается прежней. После расчета расхода экстра-пара для нагрева раствора и определения его количества для посторонних потребителей по формуле

$$\varepsilon_i = \varepsilon_i' + \varepsilon_i'' \quad (3-31)$$

определяют суммарные расходы экстра-пара по ступеням.

Определение количества выпаренной воды, поверхности нагрева по ступеням и расхода пара на установку

Когда определились величины α_i , β_i и ε_i , можно по упрощенным уравнениям теплового и материального балансов (3-17) и (3-18) определить приблизительные количества выпаренной воды w_i по ступеням. Найденные значения $w_1, w_2, \dots, w_n$ дают возможность определить концентрации $b_1, b_2, \dots, b_n$ для некристаллизующихся растворов по формуле

$$b_i = \frac{b_0}{1 - \sum_{j=1}^i w_j}. \quad (3-32)$$

Для растворов, в которых в процессе выпаривания кристаллизуются побочные соли, концентрацию раствора определяют по соответствующим кривым или таблицам совместной растворимости. При определенном количестве выпавшей соли концентрация раствора может быть определена по формуле

$$b_i = \frac{b_0}{1 - \sum_{j=1}^i (w + g)_j}. \quad (3-33)$$

По найденным концентрациям b_i уточняют принятые ранее физико-химические температурные депрессии растворов и общую полезную разность температур $\Delta t_{\text{пол}} [формула (3-23)]$. Данные о концентрациях растворов в выпарных аппаратах позволяют произвести расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, например, по формулам М. А. Кичигина и Н. Ф. Тобиловича [Л. 39] или по формуле А. Ф. Сорокина [Л. 42]. На этом пред-

варительный расчет выпарной установки заканчивается. Найденные по приближенным концентрациям коэффициенты теплопередачи не требуют дальнейшего уточнения, так как незначительные отклонения в величинах концентрации раствора мало влияют на величину коэффициента теплопередачи.

Точный расчет выпарной установки производится в том же порядке, что и предварительный, однако при этом используются полные уравнения теплового и материального балансов — (3-6), (3-16) и (3-19). Затем определяют тепловую нагрузку по ступеням из уравнения

$$Q_i = G_0 [\omega - (\epsilon - R)]_{i-1} r'_i, \quad (3-34)$$

где G_0 — весовое количество раствора начальной концентрации, кг/ч; $[\omega - (\epsilon - R)]$ — количество пара, поступившее из предшествующей ступени, кг/кг; r'_i — скрытая теплота парообразования при давлении рассматриваемой ступени, ккал/кг.

Следует подчеркнуть, что расчет тепловой нагрузки по формуле $Q_i = W_i r''_i$ приводит к существенной ошибке, так как в прямоточной установке через поверхность нагрева каждой ступени передается количество тепла, меньшее $W_i r''_i$ на величину тепла самоиспарения раствора и тепла кристаллизации соли.

Следующий этап в расчете установки — определение поверхностей нагрева ступеней по формуле

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i}. \quad (3-35)$$

Если полученные расчетные поверхности ступеней отличаются одна от другой на 5–8%, то распределение полезной разности температур и количества выпаренной воды по ступеням можно считать удовлетворительным. При большем расхождении поверхностей нагрева необходимо произвести повторный расчет по уточненным значениям концентрации раствора в каждой ступени выпарной установки.

Расход греющего пара на первую ступень определяют на основании балансовых уравнений (3-6) или (3-16):

$$d_1 = \frac{\omega_1 - c_0 \beta_1 - b_0 \frac{\Delta \rho_1}{i''_1 - t_1} - g_1 \frac{r_{\text{кп}} + (c_1 - c_{\text{сол}}) t_1}{i''_1 - t_1}}{\alpha_1}. \quad (3-36)$$

Обозначив комплексы при b_0 через A_1 и при g_1 через B_1 и введя коэффициент $\eta_{\text{п}}$, учитывающий потери в окружающую среду ($\eta_{\text{п}} \approx 0,98$), уравнение (3-36) можно переписать в следующем виде:

$$d_1 = \frac{\omega_1 - c_0 \beta_1 - b_0 A_1 - g_1 B_1}{\alpha_1 \eta_{\text{п}}}. \quad (3-36a)$$

Уравнение для определения расхода греющего пара на первую ступень выпарной установки имеет вид:

$$D_1 = G_0 d_1 = G_0 \frac{\omega_1 - c_0 \beta_1 - b_0 A_1 - g_1 B_1}{\alpha_1 \eta_{\text{п}}}. \quad (3-37)$$

Расход греющего пара на подогрев раствора перед первой ступенью до температуры кипения определяется из теплового баланса подогревателя раствора.

3-4. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ С ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ

Увеличение числа ступеней в выпарной установке способствует, как известно, снижению расхода греющего пара, однако вызывает необходимость в повышении его параметров для сохранения полезной разности температур в ступенях или приводит к снижению этой полезной разности температур, т. е. к необходимости увеличения расчетной поверхности нагрева в аппаратах. Когда параметры греющего пара для первой ступени невысоки или упариваемый раствор нельзя нагревать до высокой температуры (термолабильные вещества), применение многоступенчатых выпарных установок или не очень выгодно, или технологически недопустимо. В таких случаях применяют одноступенчатое выпаривание. Если вторичный пар из одноступенчатой установки не использовать, то экономичность ее будет крайне низка.

Экономические показатели такой выпарной установки можно повысить путем использования для собственного обогрева вторичного пара с помощью теплового насоса. Тепловым насосом называется система, служащая для повышения располагаемого давления пара, т. е. повышения потенциала тепла. В качестве основного агрегата теплового насоса применяют турбокомпрессоры с электрическим или паровым приводом или паровые инжекторы. Показателем целесообразности применения теплового насоса в выпарной установке может служить отношение стоимости энергии, затрачиваемой

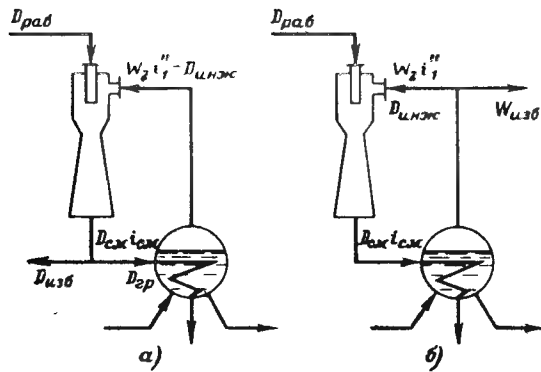


Рис. 3-6. Схемы выпарных установок с тепловым насосом.

мой на сжатие в компрессоре или в инжекторе вторичного пара, к стоимости дополнительной доли свежего пара, поступающей в установку при работе ее без теплового насоса.

Турбокомпрессоры для сжатия вторичного пара выпарных установок малоперспективны из-за их сложности и высокой стоимости. Дешевыми и надежными устройствами являются струйные компрессоры — инжекторы, подключаемые к выпарному аппарату по одной из двух схем (рис. 3-6). По схеме 3-6, а весь вторичный пар сжимают до давления, равного давлению его в греющей камере. До этого же давления расширяется рабочий пар в сопле инжектора. Так как количество смешанного (рабочего и вторичного) пара превышает количество пара, необходимое для поддержания производительности выпарного аппарата, часть сжатого пара $D_{изб}$ может быть использована другими потребителями тепла. Если для них могут оказаться достаточными параметры вторичного пара из выпарного аппарата, то в этом случае более экономична схема рис. 3-6, б. По этой схеме только часть вторичного пара сжимается в струйном компрессоре, а избыточный пар $W_{изб}$ подается потребителю.

Расход свежего (рабочего) пара $G_{раб}$ для одноступенчатой выпарной установки со струйным компрессором при заданной производительности аппарата

является величиной строго определенной и может быть выражен через коэффициент инжекции u :

$$u = \frac{D_{инж}}{D_{раб}}, \quad (3-38)$$

где $D_{инж}$ и $D_{раб}$ — расходы инжектируемого и рабочего пара, кг/ч.

Из инжектора выходит смесь паров в количестве

$$D_{см} = D_{инж} + D_{раб} = D_{раб}(1 + u). \quad (3-39)$$

При работе выпарной установки по схеме рис. 3-6, а количество пара после инжектора составляет $D_{раб} + W_2$, из которого $D_{гр} = W_2 + D_{доб}$ направляется в греющую камеру аппарата и $D_{изб}$ — внешнему потребителю тепла. Величину $D_{изб}$ можно найти из соотношения

$$D_{изб} = (D_{раб} + W_2) - (W_2 + D_{доб}) = D_{раб} - D_{доб}. \quad (3-40)$$

На основании уравнения (3-39) применительно к схеме рис. 3-6, а можно записать:

$$D_{раб}(1 + u) = D_{гр} + D_{изб}. \quad (3-41)$$

Решая совместно уравнения (3-40) и (3-41), получаем:

$$D_{раб} - D_{доб} = D_{раб}(1 + u) - D_{гр}, \quad (3-42)$$

откуда

$$D_{раб} = \frac{D_{гр} - D_{доб}}{u}. \quad (3-43)$$

Если принять, что $D_{доб}$ расходуется на компенсацию тепловых потерь выпарных аппаратов в окружающую среду, то расход рабочего пара на выпарную установку с тепловым насосом по схеме рис. 3-6, а составит:

$$D_{раб} = \frac{D_{гр}}{u}. \quad (3-44)$$

Сопоставляя уравнения (3-39) и (3-44), можно заметить, что расход пара при работе по схеме рис. 3-6, а в $\frac{u+1}{u}$ раз больше, чем при работе по схеме рис. 3-6, б.

Если, однако, учесть, что при работе по схеме рис. 3-6, б несжимаемая доля вторичного пара из-за низких его па-

раметров часто не находит потребителя и направляется в конденсатор, то для большинства случаев схема рис. 3-6, а окажется более экономичной¹.

3-5. КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Большинство выпарных аппаратов с рекуперативным нагревом раствора включает следующие основные технологические элементы: греющую камеру, растворное пространство и сепаратор.

Греющая камера представляет собой трубчатый пучок с двумя трубными решетками, вставленный в кожух-обечайку. В аппаратах жесткой конструкции (см. рис. 3-2, а) греющая камера встраивается между днищем и паровым пространством, в аппаратах с подвесной греющей камерой (см. рис. 3-2, б) она свободно подвешивается внутри растворного пространства с помощью пароподводящей трубы и специальных подвесок.

Трубы диаметром от 25 до 76 мм и длиной 1,6—8 м из углеродистой или легированной стали, латуни или других сплавов, графита или пластиков распределяются в трубных решетках по ромбической разметке (по шестиугольникам) при подаче раствора в трубы и реже по квадратам при подаче раствора в межтрубное пространство. Шаг между трубами t принимают равным $(1,3—1,6)d_n$ при ромбическом расположении труб и $t \geq 1,43 d_n + 4,5$ мм при разбивке труб по квадратам. Трубы заделывают в решетках развальцовкой, приваркой или пайкой.

¹Конструктивный расчет струйных компрессоров см. в [Л. 50, 80].

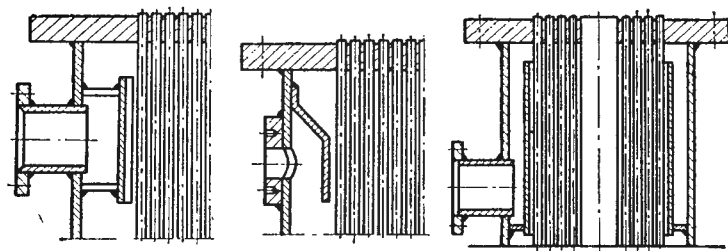


Рис. 3-7. Способы защиты труб от эрозии.

Греющий пар подводится в паровую камеру одним, двумя или несколькими патрубками в верхней ее части, по возможности равномерно по объему парового пространства и без прямого удара в греющие трубки. Часто для предотвращения эрозии трубок против паровых патрубков укрепляют отбойные щитки или цилиндрические вставки по всей окружности (рис. 3-7). В пучках труб большого диаметра оставляют специальные проходы, служащие для равномерного распределения конденсирующегося пара по всей поверхности охлаждения. Вывод конденсата из греющей камеры должен быть конструктивно простым и обеспечивать минимальное затопление трубок. На рис. 3-8 показано несколько вариантов конструктивного оформления вывода конденсата из греющих камер. Для контроля за отводом конденсата желательно снабжать греющие камеры указателями уровня.

Конденсация пара всегда сопровождается выделением неконденсирующихся при данной температуре газов — воздуха, углекислого газа, аммиака и др. Их нужно удалять путем периодической продувки паровой камеры. Для продувки пространство паровой камеры соединяют с атмосферой или вакуумной линией в зависимости от давления конденсирующегося пара. Продувочные патрубки для отвода аммиака (который выделяется из вторичного пара при выпаривании сахара) и других легких газов следует устанавливать в верхней части греющей камеры, а патрубки для отвода воздуха, углекислого и других тяжелых газов — в нижней части. Диаметр патрубков для оттяжки газов не должен превышать 12—25 мм.

Величину греющей поверхности определяют по обычным законам и формулам теплопередачи.

Конструктивный расчет греющей поверхности и всей камеры выпарных аппаратов производят аналогично расчету поверхностей нагрева обычных трубчатых теплообменных аппаратов (см. гл. 1).

Растворное пространство в выпарном аппарате с циркуляцией раствора складывается из объема под греющей камерой, внутреннего объема кипяtilьных и циркуляционных труб и кольцевого пространства между греющей камерой и корпусом аппарата (при подвесной камере), а также из объема, занимаемого раствором над греющей камерой. В пленочных аппаратах без циркуляции раствора растворное пространство не-

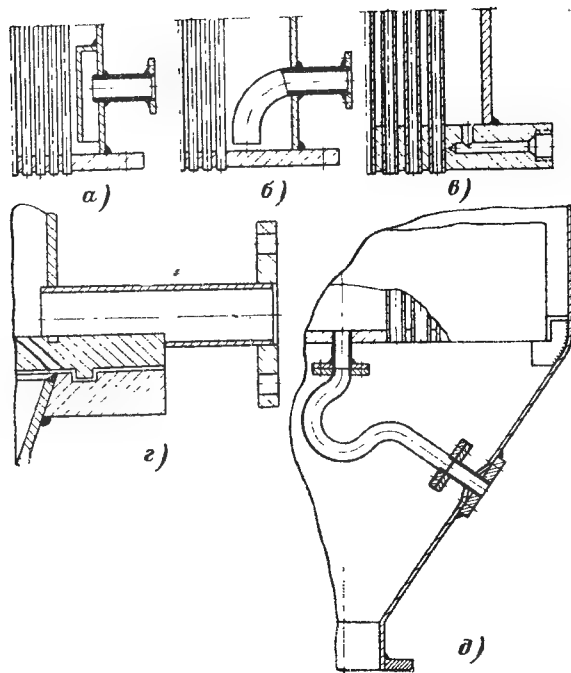


Рис. 3.8. Конструктивное оформление узла для вывода конденсата из греющей камеры.

а — патрубок с карманом; б — гнутый патрубок; в — сверление в трубной решетке; г — патрубок, приваренный к трубной решетке; д — вывод конденсата из подвешной греющей камеры.

значительно и не имеет строго определенного объема. Благодаря большому растворному пространству повышается инерционность в режиме работы аппаратов и создаются условия, при которых аппарат мало чувствителен к колебаниям в подаче пара и раствора, изменения концентрации раствора незначительны и опасность оголения и инкрустации верхних участков труб невелика. Вместе с тем в случае изменения давления вторичного пара при большом объеме раствора усложняется работа аппарата. Падение давления сопровождается бурным самовскипанием раствора, вследствие чего увеличивается унос и заброс жидкости в паропровод вторичного пара. При упаривании пенящихся растворов

большой объем жидкости способствует бурному пенообразованию и заполнению пеной всего парового пространства. Поэтому аппараты с большим растворным пространством не рекомендуются для выпаривания пенящихся растворов.

Подвод раствора осуществляют обычно через боковые патрубки: над верхней трубной решеткой в аппаратах жесткой конструкции и в зоне кольцевого пространства в аппаратах с подвешной греющей камерой. Ввод раствора под нижнюю решетку через распределительный коллектор способствует циркуляции, но он опасен из-за возникновения гидравлических ударов при подаче раствора в перегретом состоянии, а также из-за забивания отверстий коллектора при упаривании кристаллизующихся и пастообразных растворов.

Обеспечение циркуляции растворов в выпарных аппаратах улучшает теплообмен и уменьшает отложения солей на стенках труб. Образующиеся в растворе кристаллы выделяются из пульпы в специальных солеотделителях, фильтрах и центрифугах. Для устранения инкрустации поверхности нагрева скорость раствора на входе в греющие трубы должна быть не менее 2,5—3 м/сек.

В аппаратах может быть однократная и многократная циркуляция раствора, причем многократная циркуляция может быть естественной и принудительной. Кратностью циркуляции K называют отношение количества раствора G , кг/ч, циркулирующего в выпарном аппарате, к количеству выпаренной в нем влаги W , кг/ч:

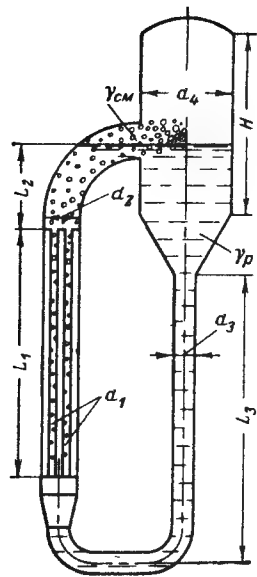
$$K = \frac{G}{W}. \quad (3-45)$$

Естественная циркуляция раствора в контуре возникает вследствие разности удельных весов некипящего раствора в опускных каналах (γ_p) и кипящего раствора в подъемных трубах (γ_{cm}). Движущий напор $p_{дв}$ в циркуляционном контуре длиной L можно выразить следующей формулой:

$$p_{дв} = L(\gamma_p - \gamma_{cm}). \quad (3-46)$$

При установившемся режиме циркуляции этот напор уравновешен суммой гидравлических сопротивлений в опускном и подъемном каналах контура:

$$p_{дв} = \Sigma \Delta p_{оп} + \Sigma \Delta p_{под}. \quad (3-47)$$



Чем меньше $\gamma_{см}$, т. е. чем больше доля пара в парожидкостной смеси, тем больше движущий напор и тем выше скорость циркуляции. С увеличением скорости раствора растет гидравлическое сопротивление тракта.

При заданных размерах и шероховатости циркуляционного контура и свойствах и давлении раствора каждому значению теплового потока соответствует строго определенная скорость циркуляции. Величина скорости циркуляции раствора может быть найдена при совместном решении уравнений (3-46) и (3-47), если движущий напор и сопротивления в контуре будут выражены в виде функции скорости циркуляции.

Опуская подробности вывода уравнений для выражения движущего напора и сопротивлений на участках через скорость циркуляции [Л. 42, стр. 90—95], приводим конечные формулы, с помощью которых скорость может быть определена графоаналитическим методом. Расчет производится с учетом следующих оговорок:

1. Скорость пара относительно раствора равна нулю.
2. Коэффициент теплопередачи и температурный напор между греющим паром и раствором по высоте труб приняты постоянными.

3. Введено понятие приведенной скорости $w_{пр}$ — скорости одной из фаз, отнесенной к полному сечению канала. Так, приведенная скорость пара, образующегося на выходе из кипяtilьной трубы, выражается равенством

$$w_{пр} = \frac{W}{\gamma_n f} = \frac{4W}{\gamma_n \pi d_1^2}, \quad (3-48)$$

где $W = \frac{\pi d_{вн} L_1 k \Delta t}{3600r}$ — паропроизводительность ки-

пятильной трубы, кг/сек; γ_n — удельный вес пара, кг/м³; r — теплота парообразования вторичного пара, ккал/кг; d_1 и L_1 — внутренний диаметр и длина кипяtilьной трубы, м; k — коэффициент теплопередачи, ккал/м²·ч·град; Δt — температурный напор между греющим паром и кипящим раствором, °С.

Движущий напор (рис. 3-9) выражается уравнением

$$p_{дв} = \gamma_p L_1 \left[1 - \frac{w_0}{w_{пр}} \ln \left(1 + \frac{w_{пр}}{w_0} \right) \right], \quad \text{кг/м}^2. \quad (3-49)$$

Сопротивление трения участков циркуляционного контура:

а) в кипяtilьных трубах (участок I)

$$\Delta p'_{тр} = \frac{\lambda_1 w_0^2 L_1 \gamma_p}{2gd_2} \left(1 + \frac{kL_1 \Delta t}{1800r\gamma_n d_1 w_0} \right); \quad (3-50)$$

б) на необогреваемом паросодержащем участке (участок II)

$$\Delta p''_{тр} = \frac{\lambda_2 (w'_{см})^2 \gamma'_{см} L_2}{2gd_2}, \quad (3-51)$$

где

$$w'_{см} = \frac{\gamma_p}{\gamma'_{см}} w_0 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 n;$$

$$\gamma'_{см} = \gamma_p \frac{w_0 d_1}{w_0 d_1 + \frac{kL_1 \Delta t}{900r\gamma_n}};$$

в) в циркуляционных трубах (участок III)

$$\Delta p'''_{тр} = \frac{\lambda_3 L_3 (w_0')^2 \gamma_p}{2gd_3}. \quad (3-52)$$

Потеря напора от ускорения жидкости в кипяtilьной трубе вследствие увеличения объема смеси

$$\Delta p_{ук} = \frac{w_0 \gamma_p k L_1 \Delta t}{900gr\gamma_n d}. \quad (3-53)$$

Потери напора при входе раствора в кипяtilьные трубы и при выходе из них

$$\Delta p'_{вх} = \xi_{вх} \frac{w_0^2 \gamma_p}{2g}, \quad (3-54)$$

где $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$;

$$\Delta p'_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \frac{\left(\frac{\gamma_p}{\gamma_{\text{см}}} w_0 \right)^2 \gamma_{\text{см}}}{2g}, \quad (3-55)$$

где

$$\zeta_{\text{вых}}' = \left(1 - \frac{f_1}{f_2} \right)^2.$$

Потеря напора при выходе парорастворной смеси из подъемного стояка в сепаратор

$$\Delta p''_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}}'' \frac{(w_{\text{см}}'')^2 \gamma_{\text{см}}'}{2g}, \quad (3-56)$$

где $\zeta_{\text{вых}}'' = 1$.

Потеря напора при входе раствора в циркуляционную трубу

$$\Delta p'_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{(w_0')^2 \gamma_p}{2g}. \quad (3-57)$$

Потери напора на поворотах

$$\Delta p_{\text{пов}} = \zeta_{\text{пов}} \frac{(w_{\text{пов}})^2 \gamma_{\text{пов}}}{2g}. \quad (3-58)$$

Средние значения коэффициентов сопротивления на поворотах:

Угол поворота α , град	Коэффициент сопротивления ζ
30	0,0
30—70	0,1
70	0,2

Потери напора в переходных конусах $\Delta p_{\text{кон}}$ определяются согласно табл. 3-2.

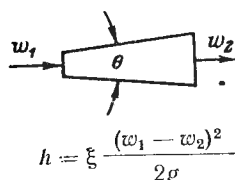
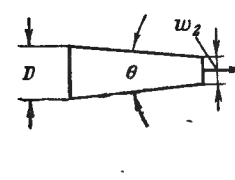
Полная величина потерь напора в циркуляционном контуре выпарного аппарата

$$\Sigma \Delta p = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}} + \Delta p_{\text{пов}} + \Delta p_{\text{кон}} + \dots + \Delta p_{\text{вых}}. \quad (3-59)$$

После определения движущего напора и суммы всех сопротивлений скорость циркуляции раствора может быть найдена графо-аналитически. Для этого задаются

Таблица 3-2

Средние значения коэффициентов сопротивления переходных конусов

Тип конуса	Отношение D/d	Угол раскрытия конуса Q			
		10	15	20	30
Расширяющийся	—	0,16	0,27	0,43	0,81
					
Сужающийся	1,2 2,0 3,0	0,04 0,07 0,08	0,05 0,09 0,10	0,07 0,12 0,14	0,08 0,14 0,17
					

рядом значений скорости циркуляции (например, 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5 м/сек), для этих значений по формуле (3-49) определяют ряд значений движущего напора и по формуле (3-59) — ряд сумм гидравлических потерь. Затем в системе координат $p-w_0$ (рис. 3-10) строят две кривые: для $p_{\text{дв}}$ и $\Sigma \Delta p$. Абсцисса точки пересечения кривых определяет величину искомой скорости циркуляции.

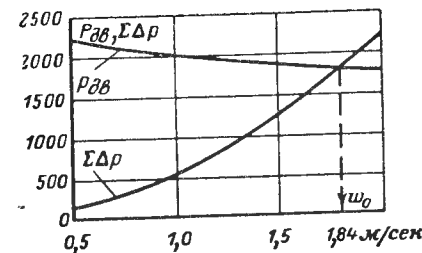


Рис. 3-10. Диаграмма циркуляции простейшего контура выпарного аппарата.

Так как в расчете предполагалось, что скольжение пара относительно раствора отсутствует и кипение раствора начинается у нижнего входа в трубу, а в действительности некоторое скольжение пара имеется и кипение начинается выше нижнего входа раствора в трубу, то расчетное значение движущего напора оказывается значительно выше фактического. Ввиду отсутствия более точных методов расчета скорости циркуляции в выпарных аппаратах в уравнение (3-49) вводят поправочный коэффициент $\varphi=0,4-0,6$. Тогда расчетное уравнение для движущего напора примет вид:

$$P_{\text{дв}} = \varphi \gamma_p L_1 \left[1 - \frac{\omega_0}{\omega_{\text{пр}}} \ln \left(1 + \frac{\omega_{\text{пр}}}{\omega_0} \right) \right]. \quad (3-60)$$

Принудительная циркуляция в выпарных аппаратах достигается путем установки насосов. Мощность привода к циркуляционному насосу N определяется по формуле

$$N = \frac{GH}{3600 \cdot 102 \gamma_p \eta_{\text{нас}}}, \quad \text{кВт}, \quad (3-61)$$

где H — напор, который должен создать насос, кг/м^2 ;

$G = 900 \pi d^2 n \omega_0 \gamma_p$ — количество раствора, циркулирующего в контуре аппарата, кг/ч ; $\eta_{\text{нас}} = 0,7-0,8$ — к. п. д. насоса; n — число трубок в пучке; ω_0 — скорость раствора, м/сек .

Паровое пространство, часто называемое надрастворным, определяет чистоту и сухость вторичного пара, выходящего из выпарного аппарата. Унос вместе с паром жидкости, содержащей концентрируемый продукт, загрязняет конденсат этого пара и тем самым накладывает ограничения на его использование для питания паровых котлов и для обогрева в теплообменных аппаратах. Унос уменьшает выход готового продукта и тем самым увеличивает его стоимость.

Методы борьбы с уносом определяются склонностью раствора к пенообразованию. Растворы, отличающиеся малым коэффициентом поверхностного натяжения σ и высокой вязкостью μ , склонны к пенообразованию, т. е. образуют тонкие и стойкие пленки вокруг паровых пузырей. Образующаяся пена заполняет все пространство аппарата и сепаратора и выносится с паром из выпарного аппарата на поверхности других теплообменников или в конденсатор. Ни увеличение парового объема, ни ме-

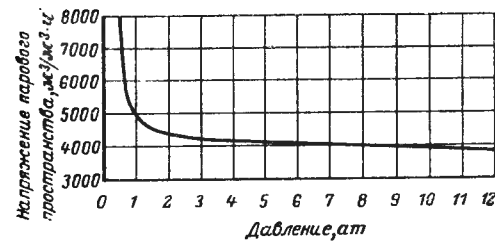


Рис. 3-11. Зависимость напряжения парового пространства от давления.

ханические препятствия не дают должного эффекта по устранению уноса при упаривании пенообразующих растворов. Только добавками растительного масла, керосина и других веществ, повышающих поверхностное натяжение и снижающих вязкость, можно ослабить пенообразование раствора.

Кристаллизующиеся растворы не склонны к вспениванию, однако и при их упаривании происходит унос мелких капель вследствие больших скоростей пара.

Величина уноса, возрастающая с повышением производительности выпарного аппарата, характеризуется объемным напряжением парового пространства, т. е. количеством образующегося пара в $\text{м}^3/\text{ч}$ на 1 м^3 парового пространства. Наибольшее его значение, при котором пар может быть достаточно сухим, называется предельным напряжением парового пространства. Предельное напряжение парового пространства сильно снижается с повышением давления и зависит от уровня кипящей жидкости над поверхностью нагрева, высоты парового объема, свойств жидкости и других факторов. Зависимость предельного напряжения от давления для кипения воды показана на рис. 3-11. К сожалению, надежных данных для кипения растворов до сих пор нет. Учитывая легкую вспениваемость некоторых растворов, принимают приближенно предельное напряжение парового пространства в выпарных аппаратах R'_v равным $0,7-0,8$ от R_v для воды. При давлении в 1 ат $R'_v = 1600-1700 \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$. Для аппаратов с давлением, отличным от атмосферного, — в пределах от $0,86$ до 16 ат — для выбора коэффициента φ можно пользоваться

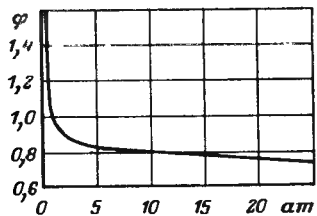


Рис. 3-12. Зависимость коэффициента φ от давления в выпарном аппарате.

формулой

$$R_v^* = \varphi R_v' \quad (3-62)$$

и графиком рис. 3-12.

Между степенью уноса и напряжением зеркала испарения R_s имеется определенная зависимость. Повышение R_s сверх определенной величины вызывает усиление образования брызг.

Нормальным для выпарных

аппаратов считается $R_s = 1\,500\text{—}3\,000\text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Скорость вторичного пара в паровом пространстве должна быть в пределах $2\text{—}4\text{ м/сек}$ при атмосферном давлении и может быть равной $6\text{—}8\text{ м/сек}$ при давлении $0,1\text{ ат}$. Из условий траектории полета капель высота парового пространства H_v принимается равной не менее $1,5\text{ м}$.

Для выпарного аппарата производительностью W , кг/ч, объем парового пространства может быть определен по формуле

$$V = \frac{W}{R_v^* \gamma_n}, \text{ м}^3. \quad (3-63)$$

Высота парового пространства

$$H_v = \frac{4V}{\pi D_a^2} \cdot 1,5 \text{ м}. \quad (3-64)$$

Для пенящихся растворов высота H_v принимается равной $2,5\text{—}3\text{ м}$.

Сечение аппарата может быть определено исходя из предельного напряжения зеркала испарения

$$S = \frac{W}{\gamma_n R_s} = \frac{\pi D_a^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (3-65)$$

или диаметр корпуса выпарного аппарата

$$D_a = \sqrt{\frac{4V}{\pi H_v}}, \text{ м}. \quad (3-66)$$

Для удобства эксплуатации паровое пространство выпарного аппарата оборудуют обычно такими средствами, как перфорированная трубка для сбивания пены струей

воды или слабого раствора, люк или лаз, смотровые стекла, предохранительный клапан, манометр или мановакууметр; кроме того, ставят штуцера для продувки воздуха (при пуске) и для вывода неконденсирующихся газов из греющей камеры.

Сепараторы. Даже при оптимальных условиях работы свободное пространство выпарного аппарата не устраняет полностью уноса брызг. При работе же с повышенной производительностью или с пенообразующими растворами габариты сепарирующего пространства аппарата потребовались бы чрезмерно большими. Вместо увеличения объема аппарата предпочитают устанавливать специальные сепараторы, встроенные в корпус или вынесенные за его пределы. Кроме малых веса и габаритов, сепараторы должны отличаться малым гидравлическим сопротивлением, хорошо улавливать брызги, непрерывно отводить влагу и не засоряться. Принцип работы сепараторов основан на таких эффектах, как сила земного притяжения (инерционные сепараторы), центробежная сила (циклонные) или контактное взаимодействие (пленочные или поверхностные). В применяемых конструкциях используются, как правило, два или все названные эффекты. На рис. 8-5 показаны сепараторы и брызгоотделители, устанавливаемые в выпарных аппаратах.

Для большей эффективности улавливания брызг в инерционных сепараторах изменение направления движения пара сопровождается внезапным изменением скорости струи в 10 раз и более, благодаря чему достигается уменьшение силы, увлекающей капли, и, следовательно, более полное разделение паровой и жидкой фаз. Скорость пара при входе в сепаратор должна быть не менее $8\text{—}15\text{ м/сек}$, а отношение диаметра входной трубы к диаметру корпуса сепаратора должно составлять $3,5\text{—}4$.

В циклонных сепараторах капли жидкости отбрасываются центробежной силой к периферии, прилипают к стенкам и стекают вниз. Сепараторы хорошо работают при больших скоростях пара (до 25 м/сек), однако имеют большое гидравлическое сопротивление. Пленочные сепараторы, отличающиеся малым гидравлическим сопротивлением, рассчитываются на работу с малыми скоростями пара.

Во время прохождения пара брызги прилипают к стенкам сепаратора или к специально помещенной внут-

при него насадке и стекают вниз. Поверхностные сепараторы с насадкой наиболее компактны и эффективны как по улавливанию влаги, так и по величине гидравлического сопротивления. Однако они могут применяться только при упаривании чистых и маловязких жидкостей.

3-6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТРЕХСТУПЕНЧАТОЙ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ¹

Рассчитать трехступенчатую выпарную установку непрерывного действия для концентрирования 5 т/ч 12%-ного водного раствора NaNO_3 . Конечная концентрация раствора $b_k = 40\%$. Схема выпарки — прямоточная. Раствор поступает на выпарку подогретым до температуры кипения. Давление греющего пара $p = 4 \text{ ат}$, $t = 143^\circ \text{С}$. Вакуум в барометрическом конденсаторе 0,8 ат.

Решение. Составляем схему установки и по ходу решения наносим на нее расчетные данные (рис. 3-13).

1. Количество воды, выпариваемой в трех ступенях установки:

$$W = \frac{5000}{3600} \left(1 - \frac{12}{40}\right) = 0,97 \text{ кг/сек} = 3500 \text{ кг/ч}.$$

2. Распределение нагрузки по ступеням. Сделаем это распределение на основании практических данных. Примем следующее соотношение массовых количеств выпариваемой воды (по ступеням):

$$\text{I : II : III} = 1,0 : 1,1 : 1,2.$$

Следовательно, количество выпариваемой воды:

в I корпусе (ступени)

$$W_I = \frac{3500 \cdot 1}{3600(1 + 1,1 + 1,2)} = 0,295 \text{ кг/сек} = 1060 \text{ кг/ч};$$

во II корпусе (ступени)

$$W_{II} = \frac{3500 \cdot 1,1}{3600 \cdot 3,3} = 0,324 \text{ кг/сек} = 1167 \text{ кг/ч};$$

в III корпусе (ступени)

$$W_{III} = \frac{3500 \cdot 1,2}{3600 \cdot 3,3} = 0,351 \text{ кг/сек} = 1273 \text{ кг/ч};$$

$$\text{Итого } W = 0,97 \text{ кг/сек} = 3500 \text{ кг/ч}.$$

3. Расчет концентраций раствора по корпусам. Начальная концентрация раствора $b_n = 12\%$ (по заданию). Из I корпуса во II корпус переходит раствор:

$$G_I = G_n - W_I = \frac{5 \cdot 1000}{3600} - 0,295 = 1,09 \text{ кг/сек} = 3940 \text{ кг/ч}.$$

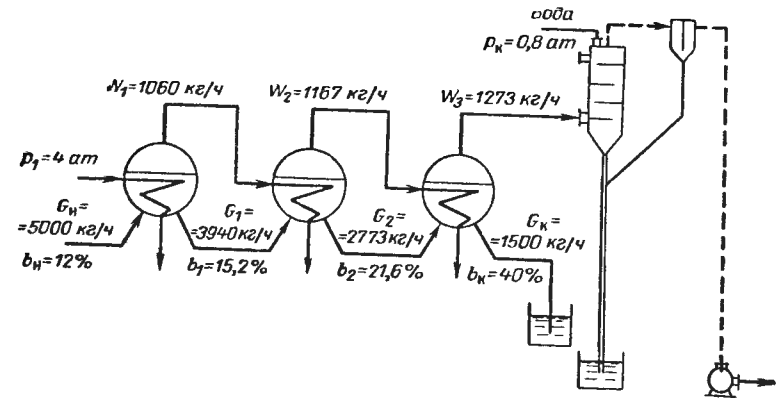


Рис. 3-13. Схема к примеру расчета трехступенчатой выпарной установки.

Очевидно, что конечная концентрация раствора для I корпуса равна начальной для II корпуса:

$$b_I = \frac{G_n b_n}{G_n - W_I} = \frac{1,39 \cdot 12}{1,39 - 0,295} = 15,2\%.$$

Из II корпуса в III корпус переходит раствора:

$G_2 = G_n - W_I - W_{II} = 1,39 - 0,295 - 0,324 = 0,77 \text{ кг/сек} = 2773 \text{ кг/ч}$ с концентрацией

$$b_2 = \frac{1,39 \cdot 12}{0,771} = 21,6\%.$$

Из III корпуса выходит раствора:

$G_k = G_n - W = 1,39 - 0,97 = 0,42 \text{ кг/сек} = 1500 \text{ кг/ч}$ с концентрацией

$$b_k = \frac{1,39 \cdot 12}{0,42} = 40\%,$$

что соответствует заданию.

4. Распределение перепада давлений по ступеням. Разность между давлением греющего пара (из котельной) и давлением сокового (вторичного) пара в барометрическом конденсаторе

$$\Delta p = 4 - 0,2 = 3,8 \text{ ат}.$$

Распределим предварительно перепад давлений между корпусами поровну, т. е. на каждый корпус примем:

$$\Delta p_{I,II,III} = \frac{3,8}{3} = 1,27 \text{ ат}.$$

¹ Пример составлен по [Л. 61].

Тогда значения абсолютного давления по корпусам будут:

В III корпусе . . . $p_3=0,2$ ат (задано)
 Во II корпусе . . . $p_2=0,2+1,27=1,47$ ат
 В I корпусе . . . $p_1=1,47+1,27=2,74$ ат

Давление греющего пара

$$p = 2,74 + 1,27 \approx 4 \text{ ат.}$$

По паровым таблицам находим температуру насыщенных паров воды и теплоту парообразования для принятых давлений в корпусах:

	Температура насыщенного пара, °C	Теплота парообразования, ккал/кг
В I корпусе . . .	130	$r_1=520$
Во II корпусе . . .	110	$r_2=533$
В III корпусе . . .	60	$r_3=563$
Пар из котельной	143	$r_k=511$

Эти температуры насыщенного пара и будут температурами вторичных паров по корпусам (температурами конденсации).

5. Расчет температурных потерь по корпусам. Потери:

а) от температурной депрессии Δ_1 . В справочных таблицах находим температуру кипения раствора NaNO_3 при атмосферном давлении:

	Концентрация NaNO_3 , %	Температура кипения, °C	Депрессия, град
В I корпусе . . .	15,2	~ 102	2
Во II корпусе . . .	21,6	103	3
В III корпусе . . .	40,0	107	7

В целях упрощения расчета не уточняем температурную депрессию (в связи с тем, что давление в корпусах отличается от атмосферного), так как зависимость температуры кипения раствора от температуры кипения растворителя линейна. Следовательно, по трем корпусам

$$\Delta_1 = 2 + 3 + 7 = 12^\circ \text{C};$$

б) от гидростатического эффекта Δ_2 . Принимаем расстояние от верхнего уровня жидкости в аппарате до середины омываемой жидкостью поверхности нагрева ($H_{\text{ср}}$) равным 0,4 м. Находим плотности растворов при 100°C (по справочнику технической энциклопедии):

	Концентрация NaNO_3 , %	Плотность, кг/м³
В I корпусе . . .	15,2	1 056
Во II корпусе . . .	21,6	1 102
В III корпусе . . .	40,0	1 255

Следовательно, повышение гидростатического давления в первом корпусе составляет:

$$\Delta p = 0,4 \cdot 1 056 \cdot 9,81 = 4 144 \text{ н/м}^2, \text{ т. е. } 0,0422 \text{ ат,}$$

т. е. давление в среднем слое

$$p_{\text{ср}} = p_1 + \Delta p = 2,74 + 0,0422 = 2,7822 = 2,78 \text{ ат.}$$

Температура кипения воды при давлении p_1 равна $130,93^\circ \text{C}$, при $p_{\text{ср}} = 131,52^\circ \text{C}$. Тогда

$$\Delta_{21} = t_{\text{ср}} - t_1 = 131,52 - 130,93 = 0,59 \text{ град.}$$

В результате аналогичного расчета находим температурные потери от гидростатического эффекта:

Во II корпусе 0,96 град
 В III корпусе 5,32 град

По трем корпусам сумма гидростатических эффектов составит:

$$\Delta_2 = 0,59 + 0,95 + 5,32 = 6,87;$$

в) от гидравлических сопротивлений Δ_3 . Потерю разности температур на каждом интервале между корпусами принимаем в 1 град. Интервалов всего три (I—II, II—III и III — конденсатор), следовательно:

$$\Delta_3 = 3 \cdot 1 = 3 \text{ град.}$$

Сумма всех потерь разности температур для батарей в целом составит:

$$\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 12 + 6,87 + 3 = 21,87 \text{ град.}$$

6. Полезная разность температур. Общая разность температур равна $143 - 60 = 83 \text{ град}$, следовательно, полезная разность температур

$$\Delta t_{\text{пол}} = 83 - 21,87 = 61,13 \text{ град.}$$

7. Определение температур кипения растворов в корпусах. Воспользуемся уравнением

$$t_{\text{кип}} = t_{\text{втор.пара}} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3.$$

Тогда:

в III корпусе . . . $t_3 = 60 + 7 + 5,32 + 1 \approx 73^\circ \text{C}$
 во II корпусе . . . $t_2 = 110 + 3 + 0,96 + 1 \approx 115^\circ \text{C}$
 в I корпусе . . . $t_1 = 130 + 2 + 0,59 + 1 \approx 134^\circ \text{C}$

8. Расчет коэффициентов теплопередачи по корпусам. По найденным температурам кипения и концентрациям растворов в корпусах подбираем в справочниках расчетные константы — физические характеристики растворов: плотность, теплопроводность, теплоемкость и вязкость. Далее задаемся диаметром труб (обычно 25—50 мм) и их длиной (в зависимости от типа выпарного аппарата, например 1,25—1,5 м).

По этим данным рассчитываем коэффициенты теплоотдачи для конденсирующегося пара и кипящего раствора и коэффициент теплопередачи. При этом следует учесть толщину слоя накипи порядка 0,5 мм.

На основании этих предварительных расчетов примем:

ккал/м²·ч·град

для I корпуса . . . $k_1 = 1 570$
 для II корпуса . . . $k_2 = 850$
 для III корпуса . . . $k_3 = 500$

Ориентировочное соотношение коэффициентов теплопередачи по корпусам при выпаривании водных растворов солей $k_1:k_2:k_3=1:0,58:0,34$.

9. Составление тепловых балансов по корпусам (без учета тепловых потерь). По условию раствор подается на выпарку подогретым до температуры кипения. Тогда расход тепла в I корпусе

$$Q_I = W_{II} r_1 = 1\,060 \cdot 520 = 552\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Раствор приходит во II корпус перегретым, и, следовательно, в баланс слагаемое $Q_{\text{нагр}}$ отрицательно (теплота самоиспарения) и расход тепла

$$Q_{II} = W_{II} r_2 - G_1 c_1 (\theta_1 - \theta_2) = 1\,167 \cdot 533 - 3\,940 \cdot 0,848 (134 - 115) = 557\,100 \text{ ккал/ч,}$$

$$\text{где } c_1 = c_{\text{воды}} - \frac{b_1}{100} = 1 - \frac{15,2}{100} = 0,848 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.}$$

Как было найдено выше, это количество тепла даст вторичный пар I корпуса при конденсации (расхождение меньше 1%).

Расход тепла в III корпусе

$$Q_{III} = W_{III} r_3 - G_2 c_2 (\theta_2 - \theta_3) = 1\,273 \cdot 563 - 2\,773 \cdot 0,784 (115 - 73) = 621\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Вторичный пар II корпуса даст тепла при конденсации (приход тепла):

$$Q'_{III} = W_{II} r_2 = 1\,167 \cdot 533 = 622\,000 \text{ ккал/ч.}$$

10. Расход греющего пара в I корпусе

$$D = \frac{Q_I}{r_{\text{кнп}}} = \frac{552\,000}{511 \cdot 0,98} = 1\,092 \text{ кг/ч.}$$

Удельный расход пара

$$d = \frac{1\,092}{3\,500} = 0,338 \text{ кг/кг.}$$

11. Распределение полезной разности температур по корпусам. Проведем это распределение в двух вариантах: из условия минимальной общей поверхности и из условия равной поверхности корпусов,

т. е. пропорционально $\sqrt{Q/k}$ и пропорционально Q/k .

Найдем факторы пропорциональности:

Корпус	Отношение Q/k	$\sqrt{Q/k}$
I	$\frac{643\,000}{1\,705} = \frac{552\,000}{1\,570} = 376 \text{ или } 0,376$	0,612
II	$\frac{647\,000}{986} = \frac{557\,000}{850} = 656 \text{ или } 0,656$	0,809
III	$\frac{722\,000}{580} = \frac{620\,000}{500} = 1\,242 \text{ или } 1,242$	1,114

$$\Sigma Q/k = 2,274 \quad \Sigma \sqrt{Q/k} = 2,535$$

Полезные разности температур по корпусам, град:

Вариант минимальной общей поверхности	Вариант равной поверхности корпусов
$\left(\Delta t_i = \frac{\Delta t_{\text{пол}} \sqrt{\frac{Q_i}{k_i}}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{Q_i}{k_i}}} \right)$	$\left(\Delta t_i = \frac{\Delta t_{\text{пол}} \frac{Q_i}{k_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}} \right)$
$\Delta t_1 = \frac{61,13 \cdot 0,612}{2,535} = 14,8$	$\Delta t_1 = \frac{61,13 \cdot 0,376}{2,274} = 10,1$
$\Delta t_2 = \frac{61,13 \cdot 0,809}{2,535} = 19,5$	$\Delta t_2 = \frac{61,13 \cdot 0,656}{2,274} = 17,6$
$\Delta t_3 = \frac{61,13 \cdot 1,114}{2,535} = 26,8$	$\Delta t_3 = \frac{61,13 \cdot 1,242}{2,274} = 33,4$
Проверка $\Sigma \Delta t = 61,1$	Проверка $\Sigma \Delta t = 61,1$

12. Определение поверхности нагрева, м^2 :

Вариант минимальной общей поверхности	Вариант равной поверхности корпусов
$F_1 = \frac{643\,000}{1\,705 \cdot 14,8} = \frac{552\,000}{1\,570 \cdot 14,8} = 25,3$	$F_1 = \frac{643\,000}{1\,705 \cdot 10,1} = \frac{552\,000}{1\,570 \cdot 10,1} = 37,2$
$F_2 = \frac{647\,000}{986 \cdot 19,5} = \frac{557\,000}{850 \cdot 19,5} = 33,6$	$F_2 = \frac{647\,000}{986 \cdot 17,6} = \frac{557\,000}{850 \cdot 17,6} = 37,2$
$F_3 = \frac{722\,000}{580 \cdot 26,8} = \frac{620\,000}{500 \cdot 26,8} = 46,5$	$F_3 = \frac{722\,000}{580 \cdot 33,4} = \frac{620\,000}{500 \cdot 33,4} = 37,2$
$\Sigma F = 105,4$	$\Sigma F = 111,6$

Следовательно, при расчете на равную поверхность корпусов общая поверхность нагрева получается большей только на 6%. Принимаем поэтому вариант равной поверхности корпусов, обеспечивающий единственность оборудования.

Проверим температуру вторичных паров и давление по корпусам.

Корпус	Температура кипения, °С	Температура вторичного пара (температура конденсации), °С	Давление $P_{абс}$	
			н/м^2	ат
I	143,0—10,1=132,9	132,9—3,59=129,3	$265,0 \cdot 10^3$	2,7
II	129,3—17,6=111,7	111,7—4,96=106,7	$128,5 \cdot 10^3$	1,31
III	106,7—33,4=73,3	73,3—13,32=60	$19,6 \cdot 10^3$	0,2

После этого необходимо, исходя из найденных поверхностей корпусов, произвести уточненный расчет установки, в котором следует учесть потери тепла в окружающую среду и несколько изменившееся распределение температур по корпусам.

Далее проектирование выпарной установки ведут в общем порядке, как это указано в последовательности расчета рекуперативных теплообменников (см. гл. I). Рассчитывают и подбирают по каталогам теплообменники, емкости и другое оборудование; производят в установленном порядке гидравлический расчет системы и расчеты на прочность элементов аппаратов; проектируют тепловую изоляцию и разрабатывают системы КИП и автоматики.

3-7. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ С ПОГРУЖНЫМИ ГОРЕЛКАМИ

Назначение и принцип работы выпарной установки

Развитие химической промышленности способствует росту производства и потребления веществ с резко выраженными агрессивными свойствами: серной, соляной, фосфорной и других кислот, а также растворов хлористого магния, хлористого кальция, сульфата аммония, медного и железного купоросов и других солей. Производство многих из них связано с процессом выпаривания. Для удлинения срока службы оборудования поверхность аппаратов, контактирующую с такими веществами при концентрировании, изготавливают из легированных сталей или из дорогостоящих и дефицитных цветных металлов и сплавов. Вместе с тем выпарные установки, работающие по принципу рекуперативного подогрева, потребляют большое количество водяного пара, что приводит к необходимости сооружения мощных парокотельных установок.

В последнее время химическая промышленность пополнилась выпарными установками нового типа, работающими по принципу непосредственного соприкосновения выпариваемого раствора с продуктами сгорания

топлива, — установками с погружными горелками. С их помощью можно производить выпаривание агрессивных растворов солей и концентрирование минеральных и органических кислот без нагревательных элементов, так как носителем тепла в таких аппаратах служат дымовые газы из погруженной в упариваемую жидкость горелки, работающей на газообразном или жидком топливе.

Во избежание коррозии корпуса таких аппаратов изготавливают из углеродистой стали и внутри футеруют кислотоупорными материалами. Погружные горелки и другие внутренние элементы аппарата — вытяжные трубы, сепараторы и сливные трубы — изготавливают из легированной стали и других коррозионностойких материалов.

Аппараты с погружными горелками для выпаривания агрессивных растворов являются единственно возможным уникальным оборудованием, пригодным для обеспечения бесперебойного и непрерывного ведения процесса. Первыми представителями устройств с прямым контактом упариваемой жидкости и продуктов сгорания были аппараты Кесслера, Гайяра и Хемико. Однако потери тепла с дымовыми газами были в них велики и к. п. д. низким, так как горячие газы имели в них малый контакт с жидкостью. В СССР исследованием выпарных аппаратов с погружными горелками занимались К. Ф. Павлов и Б. И. Копылов, А. С. Лукьянчиков, П. Г. Удыма [Л. 88].

Выпарные аппараты с погружными горелками работают по принципу барботажа мельчайших газовых пузырьков в жидкости, обеспечивающего большую поверхность соприкосновения фаз, хорошее перемешивание и эффективный тепло- и массообмен между греющим газом и упариваемым раствором. Коэффициент использования теплоты сгорания топлива при выпаривании в аппаратах с погружными горелками достигает 90—95%.

Технологическая схема

Технологическая схема выпарной установки с погружным горением показана на рис. 3-14. Газообразное топливо подается газодувкой 1 через ресивер 2 в смесительную камеру погружной горелки 6, установленной на крышке аппарата; туда же воздушным компрессором 3

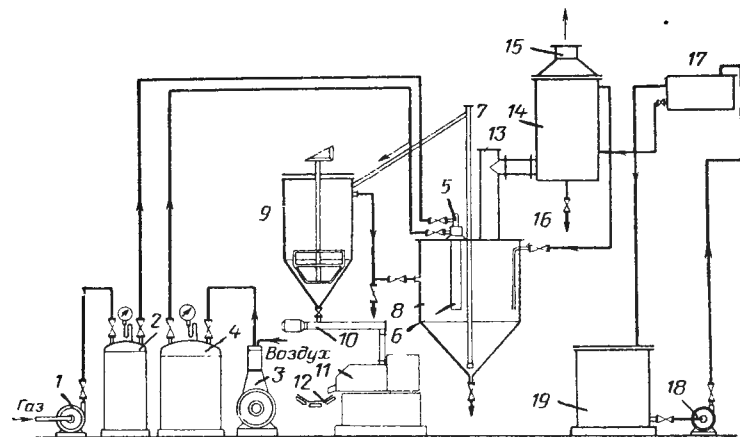


Рис. 3-14. Схема выпарной установки с погружными горелками.

1 — компрессор; 2 — ресивер для газа; 3 — компрессор для воздуха; 4 — ресивер для воздуха; 5 — регулирующие вентили; 6 — погружная горелка; 7 — эрлифтное устройство; 8 — выпарной аппарат; 9 — отстойник; 10 — шнековый питатель; 11 — центрифуга; 12 — ленточный транспортер; 13 — взрывная мембрана; 14 — теплообменник-конденсатор; 15 — вытяжная труба; 16 — регулировочный вентиль для подачи раствора; 17 — расходный бачок; 18 — перекачной центробежный насос; 19 — сборник раствора.

нагнетается воздух. Состав смеси газа с воздухом регулируется вручную или автоматически вентилями 5 с таким расчетом, чтобы сгорание топлива было полным и не образовывалась взрывоопасная смесь. Горючая смесь поступает в погружную горелку 6, конец которой опущен ниже уровня зеркала испарения раствора, и сгорает, а образующиеся продукты сгорания в виде газовых пузырей вырываются из-под нижнего края горелки, барботируют через слой раствора и передают свое тепло через стенку пузырей жидкости. Жидкость нагревается и частично испаряется в пространство пузырей. Пузыри, увеличиваясь в объеме, стремительно всплывают, прорываются через межфазную поверхность, лопаются и выделяют парогазовую смесь в надрастворное пространство. Эта смесь отводится в теплообменник-конденсатор 14, где охлаждается исходным раствором, поступающим на выпарку из расходного бачка 17. Образующийся конденсат выводится через нижний патрубок, а вытяжные неконденсирующиеся газы выбрасываются через вытяж-

ную трубу 15 в атмосферу. Раствор подают в аппарат через вентиль 16 с таким расчетом, чтобы поддерживать оптимальный уровень затопления горелки.

Упаренный раствор вместе с осевшими твердыми частицами удаляют специальным эрлифтным устройством 7* в отстойник 9. Из отстойника избыток осветленной жидкости поступает через боковой слив в виде готового продукта на склад или для дальнейшей переработки, а кристаллическая соль через нижний патрубок и шнековый питатель 10 передается в центрифугу, а затем ленточным транспортером 12 подается на склад.

Для бесперебойной подачи раствора в аппарат расходный бачок 17 заливается с помощью перекачного центробежного насоса 18 и сливной емкости — сборника раствора 19.

Выпарной аппарат с погружными горелками

Выпарной аппарат представляет собой стальной сварной корпус 1 цилиндрической или прямоугольной формы с конусным или пирамидальным днищем и плоской верхней крышкой 2 (рис. 3-15). На крышке установлены одна или несколько погружных горелок 3 и сборник парогазовой смеси 5 с сепаратором. Сверху сборника или на его боковых стенках расположены взрывная мембрана 8 и люк для осмотра аппарата. На боковых стенках установлены патрубок 7 для подвода в аппарат упариваемого раствора и сливная труба регулятора уровня 6, внизу — керамическая вставка для спускного патрубка 9. Металлические стенки аппарата футерованы внутри кислотоупорным кирпичом по свинцу или по гуммировке.

Одна из конструкций погружных горелок схематически представлена на рис. 3-16. Корпус камеры сгорания 1 и крышка 3 изготовлены из кислотоупорного чугуна и соединены болтами. В корпус горелки вставлена огнеупорная футеровка 2. В крышке закреплены труба — камера смешения 7 с перфорированной трубкой 8 для подачи воздуха — и электронисковая свеча 4 для зажигания газовой смеси. Свеча работает только при пуске аппарата в течение 1—2 мин, а затем выключается, так как дальнейшее горение газовой смеси поддер-

* Принцип действия и расчет эрлифта см. в гл. 8.

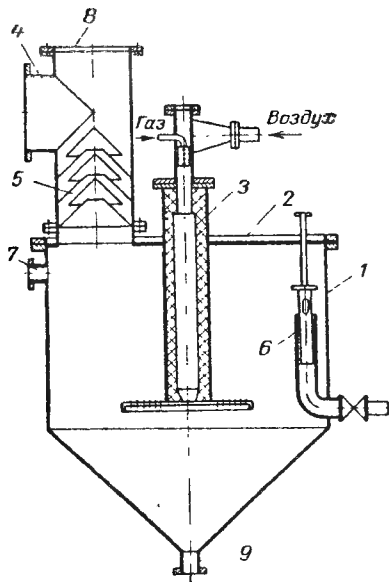


Рис. 3-15. Схема конструкции выпарного аппарата с погружной горелкой.

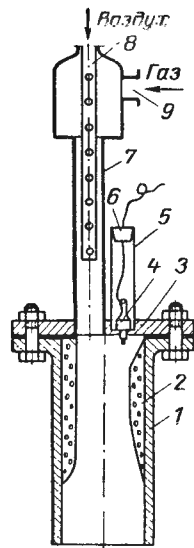


Рис. 3-16. Погружная горелка туннельного типа с электроискровым зажиганием.

1 — корпус камеры сгорания; 2 — огнеупорная футеровка; 3 — крышка; 4 — электроискровая свеча; 5 — трубка; 6 — пробка; 7 — камера смешения; 8 — перфорированные трубки для воздуха; 9 — ввод газа.

живается накаливаемой футеровкой 2. Погружная горелка является ответственным узлом выпарного аппарата и должна отвечать таким требованиям, как обеспечение полноты сгорания топлива, хорошее смешение газа с воздухом, устойчивость пламени, удобство регулирования режима сгорания, высокая огневая стойкость и удобство ремонта.

Последовательность расчета выпарных аппаратов с погружными горелками

Расчет выпарных аппаратов с погружными горелками теоретически пока не разработан. В качестве первого приближения можно рекомендовать методику, предложенную П. Г. Удымой [Л. 88]. Целью предлагаемого

расчета является определение объема и диаметра аппарата и глубины погружения горелки.

Без учета потерь тепла в окружающую среду основные тепловые потоки в выпарном аппарате можно выразить так:

$Q'_r = V_r c_r t_r$ — тепло продуктов сгорания топлива;
 $Q_{н.р} = G c_p t_{п.г}$ — тепло, вносимое начальным неконцентрированным раствором;
 $Q''_r = V_r c_r t_{п.г}$ — тепло, уходящее из аппарата с выхлопными газами;
 $Q_{п.г} = W i''_{п.г}$ — тепло, затрачиваемое на выпаривание влаги;
 $Q_t = (G - W) c_p t_p$ — тепло, уходящее из аппарата с товарным продуктом.

Должно быть равенство входящих и выходящих тепловых потоков

$$Q'_r + Q_{н.р} = Q''_r + Q_{п.г} + Q_t \quad (3-67)$$

или

$$Q'_r - Q''_r = Q_t + Q_{п.г} - Q_{н.р} \quad (3-68)$$

После некоторых замен и преобразований уравнение теплового баланса выпарного аппарата можно представить в виде

$$V_r c_r (t_r - t_{п.г}) = W (i - c_p t_p) + G c_p (t_p - t_{п.г}), \quad (3-69)$$

где V_r — количество дымовых газов, поступающих из погружной горелки, $м^3/ч$; c_r — средняя теплоемкость дымовых газов, $ккал/кг$; t_r — температура дымовых газов, $^{\circ}C$; $t_{п.г}$ — температура парогазовой смеси, уходящей из аппарата, $^{\circ}C$; W — количество водяного пара, выделившегося из раствора, $кг/ч$; i — энтальпия парогазовой смеси, $ккал/кг$, $i = 0,24 t_{п.г} + d (595 + 0,47 t_{п.г})$; d — влагосодержание дымовых газов, $кг/кг$ сухих газов.

Влагосодержание d определяется из соотношения

$$d = \frac{G_{п.г}}{G_r} = \frac{R_r}{R_{п.г}} \frac{p_{п.г}}{p_r} = \frac{26,3}{47,06} \frac{p_{п.г}}{p_r} = 0,56 \frac{p_{п.г}}{p_r},$$

где $G_{п.г}$ и G_r — весовые количества пара и сухих дымовых газов в объеме смеси при температуре T , $^{\circ}K$; $R_{п.г} = 47,06$ — газовая постоянная водяного пара; $R_r = 26,3$ — газовая постоянная дымовых газов; $i''_{п.г}$ — энтальпия образующегося пара, $ккал/кг$:

$$i''_{п.г} = i_{п.г} + c_{п.г} (t_{п.г} - t_{п.г});$$

$i_{\text{п}}$ — энтальпия насыщения пара, ккал/кг; $i_{\text{п}} = 595 + 0,47 t_{\text{п.г}}$; $t_{\text{п}}$ — температура насыщенного пара при его парциальном давлении в газовой смеси, °С; $c_{\text{п}}$ — теплоемкость перегретого пара, ккал/кг·град; G — количество раствора, поступающего на выпаривание, кг/ч; $c_{\text{р}}$ — средняя теплоемкость раствора, ккал/кг·град; $t_{\text{р}}$ — температура концентрированного раствора в аппарате, °С; $t_{\text{н.р}}$ — начальная температура раствора при его поступлении на выпаривание, °С.

Ниже излагается последовательность приближенного расчета выпарного аппарата с погружными горелками.

1. Количество тепла, отданное топливом, представляет собой тепловую нагрузку погружной горелки $Q_{\text{г}}$:

$$Q_{\text{г}} = V_{\text{г}} c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{п.г}}) = W (i - c_{\text{р}} t_{\text{р}}) + G c_{\text{р}} (t_{\text{р}} - t_{\text{н}}). \quad (3-70)$$

2. Из опыта известно, что при полном барботажном теплообмене температура парогазовой смеси не превышает температуры раствора более чем на 2—5°С, т. е. $t_{\text{п.г}} = t_{\text{р}} + (2-5)$, а влагосодержание парогазовой смеси $d \approx 0,70$ кг/кг сух. газа.

3. С учетом тепловых потерь в окружающую среду тепловая нагрузка погружной горелки должна быть принята равной

$$Q'_{\text{г}} = 1,02 Q_{\text{г}}. \quad (3-71)$$

4. Расход топлива (например, природного газа) составит:

$$V_{\text{г}} = \frac{Q'_{\text{г}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (3-72)$$

5. Расход воздуха для горения топлива при коэффициенте избытка α будет равен:

$$V_{\text{в}} = V_{\text{в}}^0 \alpha V_{\text{г}}, \quad (3-73)$$

где $\alpha = 1,1$; $V_{\text{в}}^0$ — теоретический расход воздуха для сжигания топлива данного вида, определяемый по

справочным таблицам или по формулам:

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0476 \left[0,5 \text{CO} + 0,5 \text{H}_2 + 2 \text{CH}_4 + 1,5 \text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - \text{O}_2 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (3-74)$$

для газообразных топлив или

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0899 (C^{\text{р}} + 0,375 S_{\text{ор+к}}^{\text{р}}) + 0,265 \text{H}^{\text{р}} - 0,0333 \text{O}^{\text{р}}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (3-75)$$

для жидких и твердых топлив.

6. По известным формулам материального баланса процесса горения топлива

$$V_{\text{д.г}}^{\text{уд}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha - 1) V_{\text{в}}^0, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (3-76)$$

или по справочным таблицам определяют удельный объем продуктов сгорания $V_{\text{д.г}}^{\text{уд}}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$ или $\text{м}^3/\text{кг}$.

7. Температуру сжигания газа в горелке с учетом 10% потерь тепла в окружающую среду (в раствор) определяют по формуле

$$t_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} - 0,1 Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{(1 + V_{\text{д.г}}^{\text{уд}}) c_{\text{г}}}. \quad (3-77)$$

8. Объемный расход дымовых газов на выходе из сопла погружной горелки составит:

$$V_{\text{д.г}}^{\text{т}} = V_{\text{д.г}} \frac{273 + t_{\text{г}}}{273 + t_{\text{р}}}. \quad (3-78)$$

9. Скорость газа в камере сгорания погружной горелки выразится как

$$\omega = \frac{V_{\text{д.г}}^{\text{т}}}{3600 \cdot 0,875 d_{\text{к}}^2}, \quad (3-79)$$

где $d_{\text{к}}$ — диаметр камеры сгорания горелки, м.

Скорость газа в камере сгорания должна быть в 10—15 раз больше скорости распространения пламени $\omega_{\text{р.пл}}$ при горении топлива. По данным В. А. Михельсона максимальная скорость распространения пламени $\omega_{\text{р.пл}}$ для

различных газообразных топлив равна:

Вид топлива	Скорость распространения пламени $\omega_{р. пл}, м/сек$	Вид топлива	Скорость распространения пламени $\omega_{р. пл}, м/сек$
Генераторный газ	0,25	Городской сме-	
Метан	0,35	шанный газ . . .	0,80
Окись углерода .	0,36	Ацетилен	1,30
Этилен	0,62	Водяной газ . . .	1,70
Коксовый газ . .	0,65	Водород	2,65

10. Из формулы (3-79) диаметр камеры сгорания будет равен:

$$d_k = \sqrt{\frac{V_{д.г}^t}{3600 \cdot 0,875 (10 \omega_{р.пл})}} \quad (3-80)$$

11. Определяют скорость истечения газа $\omega_{ист}$ из горелки. Если диаметр устья горелки $d_{ист}$ меньше диаметра камеры сгорания d_k , то для расчета скорости истечения берут меньший диаметр

$$\omega_{ист} = \frac{V_{д.г}^t}{3600 \cdot 0,875 d_{ист}^2} \quad (3-81)$$

12. Для ориентировочной оценки диаметра аппарата D и для расчета глубины погружения горелки необходимо знать число $Re_{ист}$ режима истечения газов из устья погружной горелки:

$$Re_{ист} = \frac{\omega_{ист} d_{ист}}{\nu_r} \quad (3-82)$$

где ν_r — кинематическая вязкость газов при температуре сжигания t_r .

13. Диаметр аппарата может быть равен диаметру потока газовых пузырей D_0 , поднимающихся из горелки, или близок к нему. При установке трех и более горелок диаметр аппарата D должен быть таким, чтобы все потоки газовых пузырей на выходе к поверхности вписывались в контур сечения аппарата. Для ориентировочного расчета можно принимать диаметр аппарата на одну погружную горелку по следующим данным, полученным как среднее значение обработки конструктивных данных и гидродинамики истечения парогазовых потоков для аппаратов с погружными горелками фирм Кортинг и Фишер:

$Re_{ист}$	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
$D, мм$	450	900	1300	1700	1850	2000

14. Оптимальная глубина погружения горелки может быть определена по уравнению, полученному на основании экспериментальных исследований, П. Г. Удымы:

$$h_{опт} = \frac{85 D \left(\frac{D}{d_{ист}} \right)^2}{Re_{ист}} \quad (3-83)$$

15. Средний объемный расход дымовых газов, участвующих в барботаже, может быть определен как

$$V_{д.г}^{ср} = \frac{V_{д.г}^{t_p} + V_{д.г}^t}{2} \quad (3-84)$$

где $V_{д.г}^{ср}$ — объем дымовых газов при температуре парогазовой смеси на выходе из раствора $[t_p + (2-5)]$ или при t_p .

16. Скорость дымовых газов, приведенная к поперечному сечению выпарного аппарата,

$$\omega_a = \frac{V_{д.г}^{ср}}{3600 \cdot 0,875 D^2} \quad (3-85)$$

17. Режим барботажа жидкости для газового потока определяется числом Re_r :

$$Re_r = \frac{\omega_a D}{\nu_r'} \quad (3-86)$$

где ν_r' — кинематическая вязкость газа при температуре раствора t_p .

18. Критерий теплового напряжения для выпарного аппарата определяют по формуле

$$Pi_q = \frac{q D^2}{\lambda_r \Delta t_{ср}} = 0,01 Re_r^{1,25} \left(\frac{h}{D} \right)^{0,25} \quad (3-87)$$

19. Удельное объемное тепловое напряжение при выпаривании раствора определяют по уравнению

$$q = \frac{Pi_q \Delta t_{ср} \lambda_r}{D^2}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}, \quad (3-88)$$

где λ_r — коэффициент теплопроводности газа при t_r , ккал/м · ч · град; $\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур между газом и парогазовой

смесью, град, определяемая по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_g - t_{n.g}) - (t_p - t_{n.p})}{\ln \frac{t_g - t_{n.g}}{t_p - t_{n.p}}} \quad (3-89)$$

20. При найденном тепловом напряжении объем раствора в аппарате определится как

$$V_{ж} = \frac{Q_r}{q}, \text{ м}^3. \quad (3-90)$$

21. Полный объем аппарата при загрузке его $\eta \approx 0,6$ определится как

$$V_a = \frac{V_{ж}}{\eta} = \frac{V_{ж}}{0,6}. \quad (3-91)$$

Промышленными опытами установлено, что на каждые 1000 ккал/ч теплопроизводительности погружной горелки должно приходиться около 0,01 м³ объема аппарата.

Конструктивные размеры аппарата следует выбирать по нормам НИИХИММАШ и по ГОСТ 9931-61.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Что такое выпаривание и чем оно отличается от испарения и сушки?
2. Перечислите основные схемы многоступенчатых выпарных станций и условия их рационального применения.
3. Докажите экономическую целесообразность применения многоступенчатых выпарных установок.
4. Когда применяют многостадийные выпарные станции?
5. В каких схемах применяют конденсаторы за последней ступенью? Их назначение и конструкции.
6. Какие выпарные аппараты применяют для концентрирования вязких, кристаллизующихся, пенящихся растворов?
7. Когда применяют выпарной аппарат Р. Е. Левина и каковы его достоинства?
8. Напишите уравнение для общей полезной разности температур в выпарной установке.
9. Чем определяется оптимальное число ступеней в выпарной установке?
10. Укажите пути рационального использования вторичного тепла выпарных установок.
11. Напишите уравнение теплового баланса для первой ступени установки с учетом теплот кристаллизации соли и концентрирования раствора.
12. Изобразите принципиальные схемы выпарных установок с тепловым насосом. Какая из схем наиболее экономична?
13. Чем отличается процесс теплообмена в выпарных установках от теплообмена в системах с гомогенными жидкостями?

14. Сформулируйте понятие кратности циркуляции для выпарного аппарата. Чем определяется кратность естественной циркуляции раствора в аппарате?

15. По примеру расчета трехкорпусной выпарной установки перечислите основные этапы теплового расчета многоступенчатой выпарной установки.

16. Назначение и методика расчета надрастворного пространства выпарного аппарата.

17. Назначение и принцип работы выпарных аппаратов с погружными горелками.

18. Напишите уравнение теплового баланса для аппарата с погружными горелками.

19. Какие параметры являются исходными для определения глубины погружения горелки и объема аппарата с погружными горелками?

Глава четвертая

СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

4-1. КОНСТРУКЦИИ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Смесительные теплообменные аппараты применяют в тех случаях, когда обмен теплом между жидким и газообразным теплоносителями может быть осуществлен в процессе массообмена при непосредственном их соприкосновении без существенного снижения качества этих теплоносителей. Они нашли широкое распространение для конденсации паров, охлаждения газов водой, нагревания воды газами, охлаждения воды воздухом, мокрой очистки газов и др. В последние годы в химической промышленности начали применять более сложные смесительные аппараты: теплообменники «жидкость — жидкость», предназначенные для одновременного осуществления охлаждения и экстракции; смесительные теплообменники с трехфазными системами, например, для абсорбции легких углеводородов из природных газов тяжелыми углеводородами при их непосредственном соприкосновении с охлаждающим рассолом, нерастворимым в углеводородах и др.

Тепловая производительность смесительных теплообменных аппаратов определяется поверхностью соприкосновения теплоносителей. Поэтому в конструкции аппарата предусматривается разделение потока жидкости на мелкие капли, струи, пленки или газового потока на мелкие пузырьки. Передача тепла в смесительных теп-

лообменниках происходит не только путем кондуктивной теплопередачи, но и путем обмена массой, причем путем массопередачи возможен даже переход тепла от холодного теплоносителя к горячему. Например, при испарении холодной воды в горячем газе тепло испарения переносится от жидкости к газу.

По направлению потока массы смесительные теплообменники могут быть разбиты на две группы:

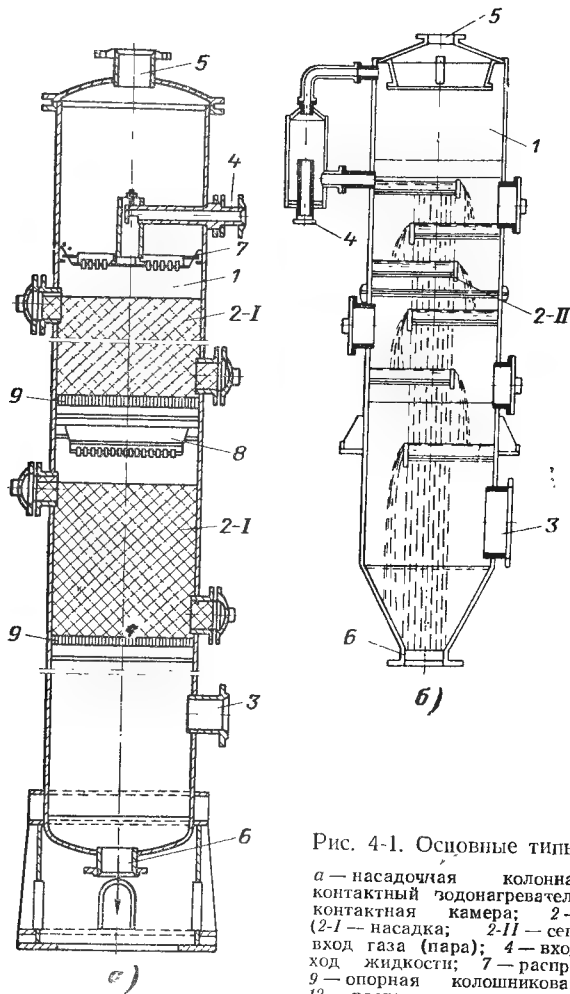


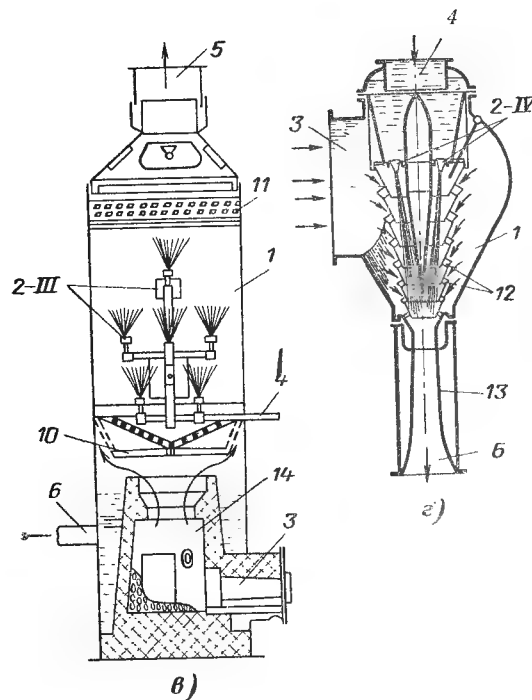
Рис. 4-1. Основные типы

а — насадочная колонна; контактный зонагреватель контактная камера; 2 — (2-I — насадка; 2-II — сег- вход газа (пара); 4 — вход жидкости; 7 — распре- 9 — опорная колошниковая 12 — распределительные ко

1. Аппараты с конденсацией пара из газовой фазы. При этом происходят осушка и охлаждение газа и нагревание жидкости (конденсаторы, кондиционеры, скрубберы).

2. Аппараты с испарением жидкости в потоке газа. При этом увлажнение газа сопровождается его охлаждением и нагреванием жидкости или его нагреванием и охлаждением жидкости (градирни, кондиционеры, скрубберы, распылительные сушилки).

По принципу разделения жидкости смесительные аппараты бывают насадочные, каскадные, тарельчатые барботажные, полые с разбрызгивателями и струйные.



смесительных теплообменных аппаратов.

б — каскадный полочный газоохладитель; в — газовый с форсунками (КВТ); г — струйный конденсатор; 1 — устройство для увеличения поверхности контакта фаз; ментные полки; 2-III — форсунки; 2-IV — сопла); 3 — жидкости; 5 — отсос неконденсирующихся газов; 6 — вы- делительное устройство; 8 — распределительная тарелка: решетка; 10 — надтопочный диск; 11 — каплеуловитель: нусы; 13 — диффузор; 14 — толка.

Конструктивно смесительные теплообменные аппараты наиболее часто выполняются в виде колонн из материалов, устойчивых против воздействия обрабатываемых веществ, и рассчитываются на соответствующее рабочее давление. Насадочные и полые аппараты чаще всего изготавливают железобетонными, кирпичными или деревянными (градирни). Каскадные, барботажные и струйные аппараты выполняют из металла. Высота колонн обычно в несколько раз превышает их поперечник. Сечение аппарата может быть круглым, прямоугольным или многоугольным.

В насадочные колонны (рис. 4-1, а) жидкость подается через распределительные устройства 7 в верхней части аппарата. В качестве распределительных устройств применяют желоба, плиты, перфорированные трубы, брызгалки и тарельчатые вращающиеся разбрызгиватели. Для увеличения поверхности межфазного контакта на опорные колосниковые решетки 9 насыпают или укладывают в определенном порядке насадку 2 из колец Рашига или Палля, седел Берля, стальных шариков, кусков кокса или кварца, деревянных реек, спиралей из стальной ленты и пластмассовых прутков, керамических блоков (рис. 4-2).

Живое сечение колосниковой решетки должно быть больше живого сечения в насадке. Насадку размещают обычно несколькими ярусами высотой от 1 до 3 м. Между ярусами оставляют свободные объемы высотой 300—500 мм, в которых устанавливают распределительные тарелки 8, необходимые для создания более равномерного по сечению орошения насадки, так как по мере перетекания по насадке вниз орошаемая жидкость перемещается к стенкам аппарата.

В случае противотока газа и жидкости силы трения, действующие на жидкость, направлены вверх, т. е. противоположны направлению действия силы тяжести. С увеличением скорости газа эти силы трения возрастают до некоторого предела, когда они становятся равными силе тяжести, действующей на жидкость. При этом жидкость начинает двигаться по насадке медленнее. Такой режим работы насадочной колонны называется режимом «подвешивания»: газ начинает барботировать через жидкость, поверхность соприкосновения между фазами увеличивается, процесс массообмена интенсифицируется. При дальнейшем увеличении скорости газа силы тре-

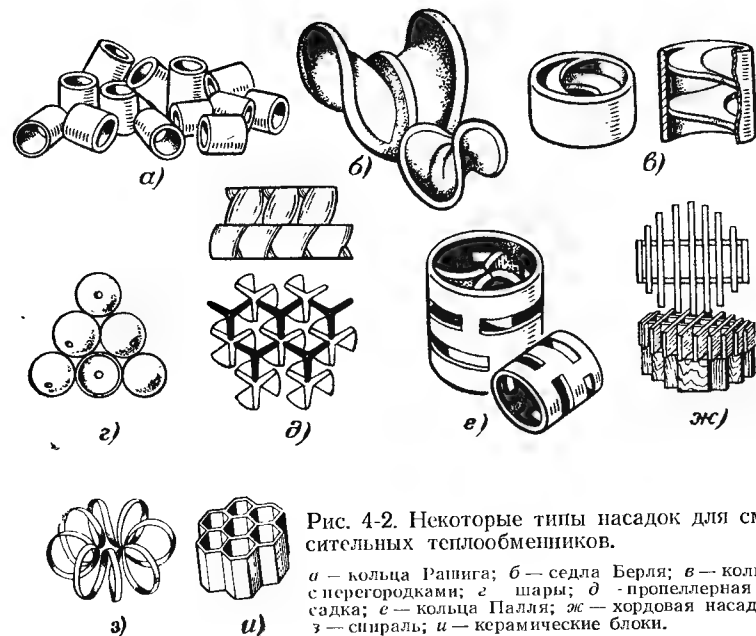


Рис. 4-2. Некоторые типы насадок для смесительных теплообменников.

а — кольца Рашига; б — седла Берля; в — кольца с перегородками; г — шары; д — пропеллерная насадка; е — кольца Палля; ж — хордовая насадка; з — спираль; и — керамические блоки.

ния газа о жидкость превзойдут силу тяжести, и жидкость начнет двигаться снизу вверх. Верхней границей работы колонны в режиме подвешивания является начало «захлебывания». Критическая скорость, соответствующая началу уноса жидкости газом, называется «пределом захлебывания». Скрубберы работают в пленочных режимах, далеких от захлебывания.

Каскадные (полочные) аппараты применяют преимущественно в качестве конденсаторов смешения (рис. 4-1, б). В полном вертикальном цилиндре установлены на определенном расстоянии одна под другой (350—550 мм) плоские перфорированные полки 2-11 в виде сегментов. Охлаждающая жидкость подается в аппарат на верхнюю полку. Основная масса жидкости вытекает через отверстия в полке тонкими струями, меньшая ее часть переливается через борт на нижележащую полку. Пар для конденсации подается через патрубок 3 в нижней части конденсатора и движется в аппарате противотоком к охлаждающей жидкости. Жидкость вместе с конденсатом выводится через нижний патрубок

аппарата 6 и барометрическую трубу, а воздух отсасывается через верхний патрубок 5 вакуум-насосом.

Кроме сегментных полок, в барометрических конденсаторах применяются кольцевые, конические и иной формы полки. В справочной литературе [Л. 18] можно найти все основные конструктивные размеры барометрических конденсаторов, выпускаемых отечественной промышленностью.

Барботажные аппараты имеют форму высоких колонн. Рабочее пространство колонны разделено горизонтальными тарелками на ряд камер. Тарелки бывают различной конструкции: колпачковые, ситчатые, провальные и др. (рис. 5-13 и 5-14). На каждой тарелке поддерживается слой жидкости, высота которого определяется верхним уровнем сливных труб (на провальных тарелках сливные трубы не ставятся). Газ или пар поступает в слой жидкости или из-под колпачков, или через отверстия в перфорированных тарелках. Поверхность соприкосновения жидкой и газовой фаз создается барботажом газа, распределяющегося в жидкости в виде пузырьков и струек. Подобный характер контакта жидкой и газовой фаз характерен для насадочных колонн при работе в режиме подвисяния. Особенностью барботажных колонн является ступенчатый характер проводимого в них процесса: в отличие от непрерывного процесса в других смесительных аппаратах газ последовательно барботирует через жидкость на каждой тарелке.

Полые смесительные теплообменники (с разбрызгивателями) нашли применение при конденсации паров; охлаждении, сушке и увлажнении газов; упаривании и сушке растворов; нагревании воды и др. На рис. 4-1, в показана принципиальная схема газового контактного водонагревателя (КВТ) форсуночного типа. Аппарат представляет собой полый цилиндр. В нижней части аппарата расположена топочная камера 14. В средней и верхней частях аппарата установлены девять форсунок 2—III для разбрызгивания воды. Для уменьшения уноса капельной влаги и водяных паров на выходе из аппарата установлен каплеуловитель 11 в виде насадки из керамических колец Рашига. Продукты сгорания газа, покидающие аппарат, соприкасаются с холодной поверхностью этой насадки, что способствует лучшей конденсации пара, содержащегося в отходящих

газах. Для более равномерного распределения капель воды по сечению теплообменной камеры 1 вода, поступающая в форсунки, подается на разных уровнях, а сами форсунки установлены в шахматном порядке. Горячая вода направляется насосом или самотеком к потребителю; продукты сгорания газа отсасываются центробежным вентилятором. Жидкость распыляется на капли с помощью форсунок различных конструкций или центробежных дисковых распылителей. В зависимости от диаметра капель d_k при распылении 1 м³ жидкости образуется поверхность F_k :

$d_k, \text{ мм}$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8
$F_k, \text{ м}^2/\text{м}^3$	120 000	60 000	30 000	20 000	15 000	12 000	7 500

В смесительных аппаратах наибольшее распространение получили механические форсунки (рис. 4-3, а), так как расход энергии на распыление в них незначителен (0,3—0,5 кВт·ч на 1 т жидкости). Паровые и пневматические форсунки требуют 0,4—0,6 кг пара или воздуха (давлением 3—4 ат) на 1 кг распыливаемой жидкости, что эквивалентно затрате энергии 6—20 кВт·ч на 1 т жидкости и поэтому применяются редко. Центробежные диски также не нашли широкого распространения, так как для тонкого распыления требуют окружных скоростей порядка 100—200 м/сек ($n=4\,000\text{—}20\,000 \text{ об/мин}$), что вызывает необходимость в устройстве сложного и дорогого привода. Расход энергии на распыливание составляет 0,8—1 кВт·ч на 1 т жидкости [Л. 71].

Струйные (эжекторные) аппараты применяют для конденсации паров. На рис. 4-1, г показана схема такого конденсатора. Вода подводится к одному или нескольким вертикальным соплам, расположенным в верхней части корпуса. Из сопел вода поступает с большой скоростью в систему концентрических конусов 12. Пар подводится сбоку и вследствие эжектирующего действия воды подсасывается через кольцевые щели между конусами в центральное пространство конденсатора, где и конденсируется. Охлаждающая вода, конденсат и воздух поступают далее в диффузор, в котором смесь сжимается под действием кинетической энергии струй воды.

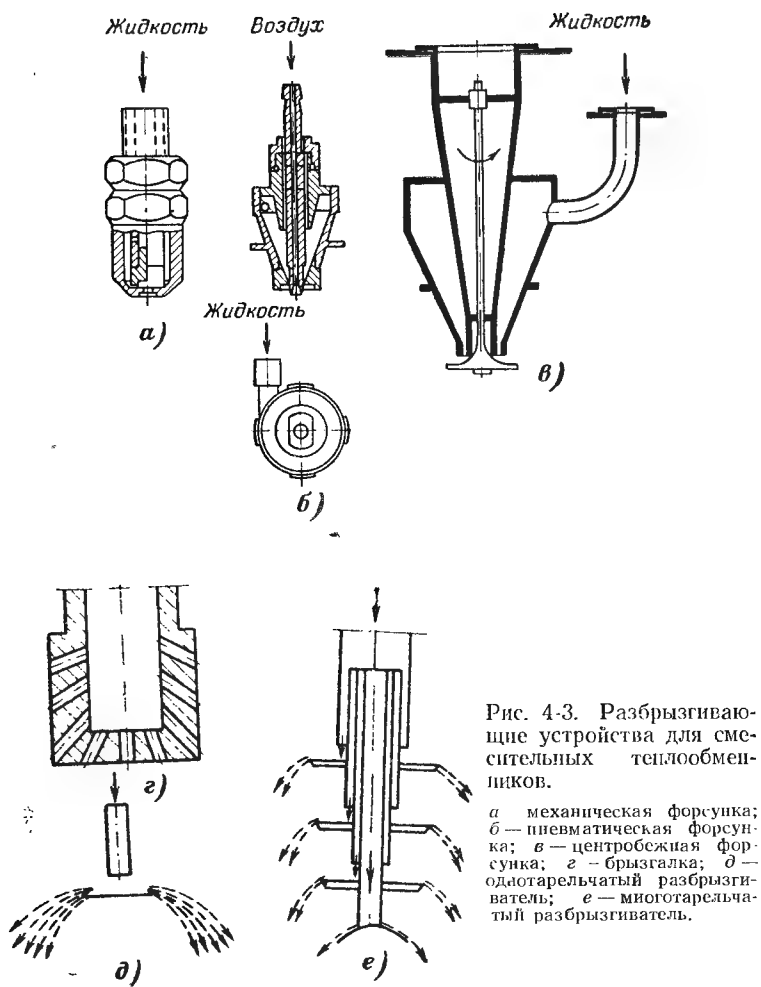


Рис. 4-3. Разбрызгивающие устройства для смешительных теплообменников.

а — механическая форсунка; б — пневматическая форсунка; в — центробежная форсунка; г — брызгалка; д — одотарельчатый разбрызгиватель; е — многотарельчатый разбрызгиватель.

Каждому типу смешительного аппарата свойственны некоторые особенности, которые следует учитывать при выборе аппарата. Смешительные аппараты с насадкой просты по конструкции, дешевы, и для их изготовления пригодны недефицитные строительные материалы — бетон, керамика, стекло, фарфор. Для оросителей насадочных аппаратов почти не требуется избыточное давление орошающей жидкости. Однако габариты и вес насадочных аппаратов значительны; они требуют устрой-

ства массивных фундаментов и отличаются значительным гидравлическим сопротивлением по газовому тракту по сравнению с каскадными и полыми аппаратами, особенно при беспорядочно засыпанной насадке. Насадочные аппараты мало подходят для обработки сильно загрязненных жидкостей из-за возможного засорения и залипания насадки; они непригодны также для работы с малым расходом жидкости, потому что при этом не удается достичь необходимой для хорошего смачивания насадки плотности орошения.

Безнасадочные смешительные теплообменники отличаются малым сопротивлением по газовому потоку и наиболее экономичны по расходу охлаждающей жидкости, однако для ее диспергирования с помощью как форсунок, так и дисковых распылителей требуется значительный расход энергии. Безнасадочные аппараты отличаются большими габаритами.

Полочные (барометрические) конденсаторы просты по конструкции и не требуют специального насоса для откачки охлаждающей жидкости. Однако установка их на значительной высоте часто требует специальных строительных сооружений, а подача охлаждающей воды на значительную высоту связана с большим расходом энергии.

Барботажные тарельчатые колонны характеризуются повышенной интенсивностью тепло- и массообмена на единицу объема аппарата, допускают работу с загрязненными и умеренно вязкими жидкостями, нечувствительны к колебаниям расхода теплоносителей. Однако такие аппараты сложны по конструкции, металлоемки, ограниченно пригодны для работы с агрессивными средами и отличаются высоким гидравлическим сопротивлением.

Достоинством струйных (эжекторных) аппаратов является их компактность по сравнению с другими смешивающими теплообменниками. Для их работы не обязательны откачивающий воду и воздушный насосы, так как на выходе из диффузора давление смеси несколько выше атмосферного. Вместе с тем в струйном аппарате — конденсаторе несколько повышен расход охлаждающей воды, так как получающаяся температура смеси обычно значительно ниже температуры насыщения при давлении в конденсаторе: подогреть воды составляет 8—11° С.

В отличие от поверхностных аппаратов в смесительных теплообменниках осуществляется непосредственный контакт между жидким и газообразным теплоносителями, т. е. наряду с теплообменом происходит и массообмен между ними.

При отсутствии равновесия между фазами в системе происходит переход вещества из одной фазы в другую. Этот процесс называют массообменом, массопередачей или массопереносом. Массопередача, как и теплопередача, представляет собой сложный процесс, состоящий из процессов массоотдачи в пределах каждой из фаз. Имеется несколько моделей процесса массопередачи (подробно см. [Л. 30, 64, 62, 72]).

Движущей силой процесса массопереноса служит отклонение системы от равновесия, например, из-за различия химических потенциалов или разности концентраций переходящего вещества в основном объеме фазы и у границы раздела фаз. Если эта разность положительна, вещество передается из фазы к границе раздела, а если отрицательна — в обратном направлении. За движущую силу процесса массопередачи в расчетах принимают разность между фактической концентрацией компонента в одной из фаз и равновесной концентрацией в ней данного компонента. Если давление паров на поверхности жидкости больше парциального давления паров в газе, происходит испарение жидкости и увлажнение газа; если парциальное давление паров в газе больше давления насыщенных паров на поверхности жидкости, происходит процесс конденсации паров из газа и его осушение.

В случае соприкосновения в смесительном аппарате горячего газа с жидкостью происходят последовательно два процесса: 1) при высокой температуре газа происходит испарение жидкости; 2) далее по мере снижения температуры газа происходит конденсация содержащихся в нем паров. Таким образом, теплота конденсации паров передается нагреваемой жидкости. Применительно к водовоздушному охладителю описанный выше процесс тепло- и массообмена изобразится на $I-d$ -диаграмме для влажного воздуха в виде кривых AB , AC , AD и AE , показанных на рис. 4-4. В процессе непосредственного

контактирования газа и жидкости температура газа может вплотную приблизиться к температуре жидкости, что не так легко может быть достигнуто в поверхностном теплообменнике. Это объясняется тем, что термическое сопротивление между газом и жидкостью постоянно, и в ходе тепло- и массообмена оно может снизиться до очень малых значений. Таким образом, система газ—жидкость может сколь угодно приблизиться к со-

стоянию термодинамического равновесия, когда разность температур теплоносителей и разность парциальных давлений в газе и у поверхности жидкости будут равны нулю. Однако в процессах смешения газа и жидкости до такого состояния тепло- и массообмен не доводят, так как это повлекло бы за собой необходимость увеличения поверхности контакта фаз.

Вместе с тем следует иметь в виду, что при контакте жидкости со сколь угодно горячими газами температура ее не может повышаться неограниченно. Пределом нагрева жидкости является температура, которая меньше температуры кипения ее при данном давлении. Предельная температура, до которой может быть нагрета или охлаждена жидкость в смесительном теплообменнике, служит параметром, определяющим процесс тепло- и массообмена и конструкцию теплообменного аппарата (подробно см. [Л. 72, стр. 178]).

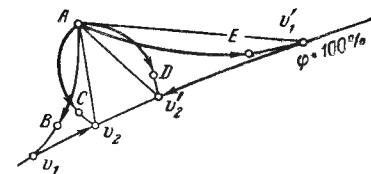


Рис. 4-4. Процессы контакта газа с жидкостью на $I-d$ -диаграмме.

AB — при противотоке и при температуре воды ниже температуры мокрого термометра; AC — при параллельном токе и при температуре воды ниже температуры мокрого термометра; AD — при параллельном токе и при температуре воды выше температуры мокрого термометра; AE — при противотоке и при температуре воды выше температуры мокрого термометра.

4-3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС В СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Влажный газ поступает в аппарат при температуре t'_1 с начальным влагосодержанием d_1 в количестве $G(1+d)$, кг/ч, где G — часовой расход сухого газа, кг/ч. В результате тепло- и массообмена с жидкостью в ко-

личестве W_n , кг/ч, поступающей в аппарат с температурой $t'_ж$, газ покидает теплообменник при температуре $t''_г$ с конечным влагосодержанием d_2 , соответствующим состоянию насыщения газа, и его количество будет $G(1+d_2)$.

Жидкость выходит из аппарата с температурой $t''_ж$ в количестве

$$W_k = W_n + G(d_1 - d_2), \text{ кг/ч.} \quad (4-1)$$

В смесительный аппарат тепло вносится влажным газом (GI_1) и жидкостью ($W_n c_{ж} t'_ж$). Из аппарата тепло выводится с уходящим газом (GI_2), нагретой жидкостью ($W_k c_{ж} t''_ж$) и через стенки в окружающую среду (Q_5). Тепловой баланс аппарата можно записать в виде

$$GI_1 + W_n c_{ж} t'_ж = GI_2 + W_k c_{ж} t''_ж + Q_5, \quad (4-2)$$

где $I_1 = c_{г.г} t'_г + d_1 i_1$ — энтальпия влажного газа при входе в аппарат, ккал/кг с.г.; $I_2 = c_{г.г} t''_г + d_2 i_2$ — энтальпия влажного газа при выходе из аппарата, ккал/кг с.г.; $c_{г.г}$ — удельная изобарическая теплоемкость сухих газов, ккал/кг·°С; $c_{ж}$ — удельная изобарическая теплоемкость жидкости, ккал/кг·°С; i_1 и i_2 — энтальпия паров жидкости при температуре входа газа в теплообменник $t'_г$ и при температуре выхода газа из теплообменника $t''_г$.

В скрубберах для охлаждения газов водой, удельная теплоемкость которой может быть приравнена единице, а потери в окружающую среду (Q_5) при малом перепаде температур между поверхностью аппарата и окружающей средой пренебрежимо малы, тепловой баланс может быть представлен в виде уравнения

$$G(c_{г.г} t'_г + d_1 i_1) + W_n t'_ж = G(c_{г.г} t''_г + d_2 i_2) + [W_n + G(d_1 - d_2)] t''_ж. \quad (4-3)$$

Количество подаваемой в аппарат воды можно определить по формуле

$$W_n = \frac{G[c_{г.г}(t'_г - t''_г) + d_1(i_1 - i''_ж) - d_2(i_2 - i''_ж)]}{t''_ж - t'_ж}. \quad (4-4)$$

Количество выводимой из аппарата воды с учетом уравнения (4-1) может быть определено по формуле

$$W_k = \frac{G[c_{г.г}(t'_г - t''_г) + d_1(i_1 - i'_ж) - d_2(i_2 - i'_ж)]}{t''_ж - t'_ж}. \quad (4-5)$$

Известно [Л. 72], что на выходе из скруббера температура нагреваемой воды не может быть выше температуры мокрого термометра t_m . Оптимальная температура нагрева воды в скруббере принимается на некоторую величину ниже температуры мокрого термометра и по рекомендации Г. К. Филоненко может быть подсчитана по эмпирической формуле

$$t_ж = t_m \left(1 - 0,1 \frac{W_n}{G}\right). \quad (4-6)$$

Температура газа на выходе из скруббера должна быть по возможности низкой. В противоточных аппаратах $t''_г$ теоретически может быть равна температуре воды на входе $t'_ж$; в прямоточных теоретически можно достичь равенства $t''_г = t''_ж$. Практически значение температуры газа на выходе из скруббера принимают несколько более высоким, чтобы движущая сила процесса тепло- и массообмена не снижалась до нуля. Однако следует иметь в виду, что чем ниже величина $t'_г$, тем меньше тепла уносится газом из аппарата.

Тепло Q , переходящее от газа к подогреваемой воде, выражается как

$$Q = W_n(t''_ж - t'_ж) + G(d_1 - d_2)t''_ж = G(I_1 - I_2). \quad (4-7)$$

Первый член этого равенства — тепло, воспринятое подогреваемой водой; второй член — тепло жидкости, образующейся из пара. Правая часть уравнения — расход тепла газом. Имея в виду уравнение (4-1), можно переписать уравнение (4-7) в виде

$$Q = W_k t''_ж - W_n t'_ж = G(I_1 - I_2). \quad (4-8)$$

Удельный расход тепла на единицу веса сухого газа q будет равен:

$$q = \frac{Q}{G} = \frac{W_k t''_ж - W_n t'_ж}{G} = I_1 - I_2. \quad (4-9)$$

Заменив в последнем уравнении W его значением из (4-1) и сделав преобразование, получим:

$$q = \frac{W_{\text{н}}}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) + (d_1 - d_2) t''_{\text{ж}} = I_1 - I_2. \quad (4-10)$$

Таким образом, изменение энтальпии газа в смесительном теплообменнике определяется двумя величинами: 1) изменением тепла, заключенного в первоначальном количестве жидкости; 2) внесенном дополнительно тепла с образовавшимся из парогазовой смеси конденсатом или с отводом тепла из жидкости при переходе жидкости в газ в процессе испарения.

Рассмотрим возможные случаи тепло- и массообмена в смесительном теплообменнике.

а) Осушка газа. В процессе тепло- и массообмена происходит конденсация паров из парогазовой смеси. На выходе из аппарата влагосодержание газа уменьшается: $d_2 < d_1$. Теоретическим пределом процесса является полная осушка газа ($d_2 = 0$). Максимальное количество тепла, которое могло бы быть передано от газа к жидкости, будет равно:

$$q_{\text{макс}} = \frac{W_{\text{н}}}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) + d_1 t''_{\text{ж}} = c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) + d_1 i_1. \quad (4-11)$$

б) Газ в смесительном теплообменнике в процессе тепло- и массообмена увлажняется, т. е. $d_2 > d_1$. При поступлении в аппарат абсолютно сухого газа тепло может переходить от газа к жидкости и от жидкости к газу. Когда $d_1 = 0$, имеем:

$$q_{\text{мин}} = \frac{W_{\text{н}}}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) - d_2 t''_{\text{ж}} = c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) - d_2 i_2. \quad (4-12)$$

Если фактическое тепло газа больше тепла пара, образовавшегося из жидкости, то будет происходить передача тепла от газа к жидкости, т. е.

$$c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) > d_2 i_2$$

и

$$q_{\text{мин}} > 0.$$

Если физическое тепло газа меньше тепла пара, жидкостью будет охлаждаться, а газ, увлажняясь, будет увеличивать свою энтальпию:

$$c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) < d_2 i_2$$

и

$$q_{\text{мин}} < 0.$$

В том случае, когда температура газа, поступающего в смесительный теплообменник, ниже температуры поступающей жидкости ($t'_r < t'_{\text{ж}}$), газ будет нагреваться, а жидкость охлаждаться. Пределом охлаждения жидкости является температура мокрого термометра. Такой процесс наблюдается в градирнях. По уравнению (4-12) можно определить количество испаряющейся в градирне воды d , кг/кг сухого газа.

в) Массообмен в смесительном теплообменнике отсутствует: $d_1 = d_2$ и $W_{\text{н}} = W_{\text{к}}$. Количество тепла, переданного газом, будет равно:

$$q = \frac{W}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) = c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) + d (i_1 - i_2). \quad (4-13)$$

Тепловой баланс скруббера в этом случае аналогичен тепловому балансу рекуперативного теплообменника.

г) Жидкость нагревается насыщенным паром, т. е. на $I-d$ -диаграмме парогазовая смесь имеет $d_1 = \infty$. Между водой и паром процесс будет чистым массообменом. Материальный баланс процесса при полной конденсации пара

$$W_{\text{к}} = W_{\text{н}} + G_{\text{пара}}. \quad (4-14)$$

Тепло Q , отданное паром воде, можно выразить уравнением

$$Q = G_{\text{пара}} i_1 = W_{\text{к}} t''_{\text{ж}} - W_{\text{н}} t'_{\text{ж}}. \quad (4-15)$$

Удельное количество тепла на единицу подаваемого пара q равно:

$$q = i = \frac{(W_{\text{н}} + G_{\text{пара}})}{G_{\text{пара}}} t''_{\text{ж}} - \frac{W_{\text{н}}}{G_{\text{пара}}} t'_{\text{ж}}$$

или

$$q = \frac{W_{\text{н}}}{G_{\text{пара}}} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) + t''_{\text{ж}}. \quad (4-16)$$

Такой принцип нагревания осуществляется в барботажных и пароводяных струйных нагревателях.

4.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НАСАДОЧНЫХ И ПОЛЫХ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Целью теплового расчета является определение объема насадки для насадочных аппаратов и полезных высоты и диаметра для полых аппаратов.

Тепло, которое необходимо передать от газа к жидкости, определяемое по формуле (4-7), можно выразить следующим уравнением:

$$Q = k_F F_H \Delta t_{cp} = k_V V_H \Delta t_{cp}, \quad (4-17)$$

где k_F — условный коэффициент теплообмена между газом и жидкостью в смесительном аппарате, отнесенный к единице поверхности насадки, $\text{ккал/м}^2 \times \times \text{ч} \cdot \text{град}$; k_V — условный коэффициент теплообмена между газом и жидкостью в смесительном аппарате, отнесенный к единице объема насадки или к единице объема камеры контакта газовой и жидкой фаз, $\text{ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; F_H — поверхность насадки, м^2 ; V_H — объем полого скруббера или объем насадки, м^3 ; Δt_{cp} — средняя разность температур между теплоносителями, $^{\circ}\text{C}$.

Среднюю разность температур между теплоносителями в условиях смесительного теплообменника определить очень трудно. Попытки приблизить расчетное значение Δt_{cp} к истинному путем деления всего процесса на некоторое число промежуточных участков [Л. 9, 23, 50, 72] весьма несовершенны и сложны.

В основу методики такого определения Δt_{cp} положена автомодельность процессов тепло- и массопереноса, справедливая только при правомерности соотношения Льюиса:

$$\frac{\alpha}{\beta} = c = \text{const}, \quad (4-18)$$

где α — коэффициент теплоотдачи; β — коэффициент массоотдачи; c — теплоемкость парогазовой смеси.

В свою очередь известно, что соотношение Льюиса в достаточной степени справедливо для аппаратов, в которых температура газа невысока (до 80°C). В аппаратах с высокой температурой такой метод определения Δt_{cp} приводит к большой ошибке.

В качестве наиболее простого и вместе с тем достаточно надежного способа определения средней разности между температурами теплоносителей Δt_{cp} можно рекомендовать среднелогарифмическую разность температур газа и жидкости при входе в контактную камеру и при выходе из нее [Л. 29].

Для противоточных смесительных аппаратов она может быть выражена формулой

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_g - t''_j) - (t''_g - t'_j)}{\ln \frac{t'_g - t''_j}{t''_g - t'_j}}; \quad (4-19)$$

для прямоточных

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_g - t'_j) - (t''_g - t''_j)}{\ln \frac{t'_g - t'_j}{t''_g - t''_j}}. \quad (4-20)$$

Определение средней разности температур как среднелогарифмической по формулам (4-19) и (4-20), кроме простоты расчета, правомерно также и потому, что известные в литературе величины поверхностного и объемного коэффициентов теплообмена в смесительных аппаратах, полученные путем обработки экспериментальных данных, рассчитывались, как правило, с помощью средней логарифмической разности температур [Л. 29].

Коэффициенты теплообмена k_F и k_V до настоящего времени аналитически получены быть не могут. Их истинные значения определяются многими факторами: смачиваемостью насадки, дисперсностью распыления жидкости, физическими параметрами теплоносителей, способом определения средней разности температур и др. Для конкретных случаев величины k_F и k_V принимают по экспериментальным данным. Однако если для определения объемного коэффициента теплообмена k_V в скрубберах нет никаких эмпирических формул, то для определения k_F имеется целый ряд рекомендаций.

В 1944 г. Н. М. Жаворонков на основании проведенных им экспериментов [Л. 25] предложил методику расчета коэффициентов теплообмена в скрубберах в виде критериальных зависимостей. В качестве определяющего автор предложил критерий Кирпичева:

$$Ki = \frac{k_F d_3}{\lambda}, \quad (4-21)$$

где k_F — коэффициент теплообмена, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; λ — коэффициент теплопроводности газа, $\text{ккал/м} \times \times \text{ч} \cdot \text{град}$; d_3 — эквивалентный диаметр насадки, м .

Для определения критерия Ki , а через него и поверхностного коэффициента теплообмена k_F в скрубберах Жаворонков рекомендует критериальную зависимость [Л. 25]

$$Ki = 0,01 Re_r^{0,7} Re_{ж}^{0,7} Pr_r^{0,33}. \quad (4-22)$$

Формула (4-22) получена для контактного теплообмена между воздухом и водой при небольшом влагосодержании воздуха. Поэтому все параметры газа принимаются для сухого, а не для влажного воздуха.

Здесь $Re_r = 4w_0/v_r f$ — критерий Рейнольдса для газа; $Re_{ж} = Hd_{э}/3600v_{ж}$ — критерий Рейнольдса для жидкости; $Pr_r = v_r/\alpha$ — критерий Прандтля для газа; $H = W_n/S$ — плотность орошения скруббера, $m^3/m^2 \cdot ч$; W_n — расход жидкости в скруббере, $кг/ч$; $d_{э} = 4 v/f$ — эквивалентный диаметр насадки, $м$; w_0 — скорость газа по пустому сечению насадки, $м/сек$; S — площадь свободного сечения скруббера, $м^2$; v — свободный объем насадки, $м^3/м^3$; f — поверхность в единице объема насадки, $м^2/м^3$.

Для расчета тепло- и массообмена между влажным газом и жидкостью Жаворонков предложил другую формулу, в которую введена объемная доля водяного пара κ_n :

$$Ki = 0,17 Re_{ж}^{0,7} Re_r^{0,7} Pr_r^{0,33} \kappa_n^{1,15}. \quad (4-23)$$

При использовании критериальных зависимостей (4-22) и (4-23) для определения k_F может создаться ложное впечатление, что вопрос теплообмена в смесительных аппаратах изучен достаточно полно. В действительности это далеко не так. Поэтому, если имеются экспериментальные данные, предпочтительно пользоваться эмпирическими зависимостями, полученными для каждого частного случая. Так, опытами Научно-исследовательского института санитарной техники (НИИСТ) СССР установлено, что по (4-22) и (4-23) удовлетворительные результаты получаются только для аппаратов с низкой температурой газов (до $80^\circ C$). В контактных экономайзерах и в газовых контактных водонагревателях действительный коэффициент теплообмена выше, чем получается расчетом по формулам Жаворонкова. На основании опытов, проведенных в Академии коммунального хозяйства, получены критериальные зависимости, даю-

щие более точные результаты для конкретных условий тепло- и массообмена в газовых водонагревателях.

Для воды, поступающей в контактную камеру с температурой $20^\circ C$,

$$Ki = 0,081 \sqrt{Re_r Re_{ж}}^3 \sqrt{Pr_r}. \quad (4-24)$$

Для воды, поступающей в контактную камеру с температурой $70^\circ C$,

$$Ki = 0,0335 \sqrt{Re_r Re_{ж}}^3 \sqrt{Pr_r}, \quad (4-25)$$

т. е. Ki , а следовательно, и k_F снижаются при переходе от холодной воды к горячей.

Расчет скрубберов с насадкой можно производить по формуле Б. А. Черткова [Л. 29]:

$$k_F = 1,15 \cdot 10^{-6} \frac{\lambda_{с.г} (w_0 \gamma_{с.г})^{0,8} H^{0,7}}{f^{0,5} v^{0,3} \mu_{с.г}^{0,8} v_{ж}^{0,7}}, \quad (4-26)$$

где, кроме ранее принятых обозначений, $\lambda_{с.г}$, $\gamma_{с.г}$, $\mu_{с.г}$ — коэффициент теплопроводности, удельный вес и динамическая вязкость сухого газа, принимаемые при средней температуре газа в скруббере; $v_{ж}$ — кинематическая вязкость жидкости при ее средней температуре в аппарате.

Формула (4-26) дает наиболее точные результаты при определении коэффициента теплообмена в скруббере с насадками из колец Рашига. Пригодность ее для расчета теплообмена в скрубберах с насадками других типов не проверена.

Зная тепловую производительность Q , среднюю разность температур $\Delta t_{ср}$ и коэффициент теплообмена k_v или k_F , можно объем полого смесительного теплообменника или объем насадки в скруббере определить по формуле

$$V_n = \frac{Q}{k_v \Delta t_{ср}}, \quad (4-27)$$

или поверхность насадки в аппарате определить по формуле

$$F_n = \frac{Q}{k_F \Delta t_{ср}}. \quad (4-28)$$

Из формул (4-27) и (4-28) можно усмотреть, что

$$k_V = \frac{F_n}{V_n} k_F = f k_F, \quad (4-29)$$

где f — поверхность насадки в единице объема.

Высоту насадки в смесительном аппарате можно определить также на основе расчета высоты единицы переноса и числа необходимых единиц переноса. Методика такого расчета изложена в § 5-9.

4-5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ И СОПРОТИВЛЕНИЕ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С НАСАДКОЙ

Хороший тепло- и массообмен в аппаратах с насадкой может быть достигнут только при равномерном и достаточном орошении насадки, а также при определенных соотношениях между количеством жидкости, стекающей по насадке, и скоростью газа, движущегося противотоком к жидкости. Недостаточное орошение не обеспечивает полной смачиваемости насадки и приводит тем самым к уменьшению поверхности контакта фаз газ — жидкость. Избыток жидкости вызывает частичное затопление насадки и выход ее из участия в создании поверхности для соприкосновения между жидкой пленкой и газом. Н. Н. Егоров [Л. 23] рекомендует определять величину минимального орошения по формуле

$$H_{\min} = 0,12f, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (4-30)$$

где f — поверхность насадки в единице объема, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

Если по условиям процесса невозможно обеспечить минимальную плотность орошения, то следует работать с рециркуляцией части жидкости в системе. Верхний предел плотности орошения точно пока не установлен. При превышении некоторой величины плотности орошения происходит не только частичное затопление насадки, но и срыв части жидкости с насадки и падение ее в виде струй и капель. В качестве верхнего предела плотности орошения можно принять величину

$$H_{\max} \approx (4 - 6) H_{\min}. \quad (4-31)$$

Скорость движения газов и паров по насадке не должна превышать определенного значения. Превышение так называемой критической скорости газа приводит к «захлебыванию» насадки.

Для определения оптимальной скорости газа, соответствующей началу захлебывания, имеется много полуэмпирических соотношений. Одним из простых и достаточно надежных является уравнение Жаворонкова, устанавливающее зависимость между критерием, характеризующим отношением силы трения к силе тяжести (критерий T , введенный Н. М. Жаворонковым [Л. 26]), и количеством удерживаемой жидкости:

$$T = B_1(1 - B_2A)^3. \quad (4-32)$$

Здесь
$$T = \frac{\Delta p}{g\rho_{\text{ж}}H} = \frac{\xi a \omega_0^2 \rho_{\text{г}}}{8g\varepsilon^3 \rho_{\text{ж}}} = \frac{\xi}{2} \text{Fr}_{\text{г}} \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}}; \quad (4-33)$$

Δp — гидравлическое сопротивление насадки, $\text{н}/\text{м}^2$; ξ — коэффициент сопротивления; H — высота насадки, м ; g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$; a — удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$; $\rho_{\text{г}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ — плотность газа и жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; ε — свободный объем насадки, $\text{м}^3/\text{м}^3$; ω_0 — скорость газа, отнесенная ко всему сечению колонны (приведенная или фиктивная); $\text{Fr}_{\text{г}} = a\omega_0^2 / (4g\varepsilon^3)$ — критерий Фруда для газа; $A = 3(u^2 ab / 2g\varepsilon^3)^{1/3}$ — безразмерный параметр орошения, причем $b = \frac{1,748}{\text{Re}_{\text{ж}}^{0,8}}$, а $\text{Re}_{\text{ж}} =$

$= \frac{4\omega_{\text{ж}}}{a\mu_{\text{ж}}}$; u — плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$;

B_1 и B_2 — постоянные, зависящие от рода и размера насадки, а также от величины A .

Значения величин A , B_1 и B_2 :

Керамические кольца (<30 мм):	A	B_1	B_2
начало подвисяния . . .	0—0,7	0,046	1
захлебывание . . .	0—0,2	0,168	1,83
захлебывание . . .	0,2—1	0,081	0,96
Керамические кольца (>30 мм):			
начало подвисяния . . .	0,2—0,7	0,0243	1,165
захлебывание . . .	0,3—0,7	0,118	1,22
Стальные кольца (25—50 мм):			
захлебывание . . .	0,3—0,55	0,081	1,44
захлебывание . . .	0,55—0,8	0,067	0,96

Вычислив по формуле (4-32) значение T , можно при помощи выражения (4-33) найти приведенную скорость газа ω_0 , соответствующую подвисянию или захлебыва-

нию. Следует заметить, что такой метод расчета скорости газа предполагает предварительное определение величины ξ . По Жаворонкову [Л. 26] для беспорядочных кольцевых насадок при ламинарном движении ($Re_r < 40$)

$$\xi = \frac{140}{Re_r}, \quad (4-34a)$$

при турбулентном движении ($Re_r > 40$)

$$\xi = \frac{16}{Re_r^{0,2}}. \quad (4-34б)$$

Продувание газа через скруббер связано с затратой энергии. Для определения мощности, затрачиваемой на перекачивание газа, нужно подсчитать сопротивление тракта, которое зависит от типа насадки и гидродинамического режима работы аппарата. Насадочные скрубберы работают обычно в турбулентном режиме, при котором для течения газа через насадки кусковую или из колец Рашига $Re > 70$.

Н. М. Жаворонковым [Л. 25, 26] рекомендуются следующие формулы для определения сопротивления сухих насадок из беспорядочно насыпанных колец или кусков: для ламинарного режима ($Re < 70$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{200 \gamma_r \omega_0^2 v}{gd_s^3 v}, \text{ мм вод. ст.}; \quad (4-35)$$

для турбулентного режима ($Re < 7000$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{7,6 \gamma_r \omega_0^{1,8} v^{0,2}}{gd_s^{1,2} v^{1,8}}, \text{ мм вод. ст.}; \quad (4-36)$$

для турбулентного режима ($Re > 7000$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{1,3 \gamma_r \omega_0^2 v}{gd_s v^2}, \text{ мм вод. ст.}, \quad (4-37)$$

где h — высота насадки, м; v — кинематическая вязкость газа, $m^2/сек$; v — свободный объем насадки, m^3/m^3 .

Для хордовой насадки и правильно уложенных колец при работе в турбулентном режиме

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{2 \gamma_r \omega_0^{1,625} v^{0,375}}{gd_s^{1,375} v^{1,625}} \left[0,78 + 17 \frac{v}{fz} \varphi_0^{-1,37} \right], \quad (4-38)$$

где z — число рядов насадки на 1 м ее высоты или число рядов колец; φ_0 — отношение наибольшего свободного сечения насадки к наименьшему.

Для хордовой насадки

$$\varphi_0 = \frac{a+b}{2};$$

для правильно уложенных колец

$$\varphi_0 = \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}},$$

где b — толщина доски (хорды); a — зазор между досками; $d_{\text{нар}}$ и $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры колец.

Сопротивление смоченной насадки всегда больше сопротивления сухой вследствие уменьшения проходного сечения слоем жидкостной пленки:

$$\Delta p_{\text{см}} = \Psi \Delta p_{\text{сух}}. \quad (4-39)$$

При орошении водой величина коэффициента Ψ может быть найдена по приближенной формуле:

$$\Psi = 1,2 + 0,04u, \quad (4-40)$$

где u — плотность орошения, $m^3/m^2 \cdot ч$.

При орошении другой жидкостью следует вводить еще множитель $v^{0,056}$, где v — относительная кинематическая вязкость жидкости (по отношению к вязкости воды).

Мощность N , необходимая для продувания газа через скруббер, выразится формулой

$$N = \frac{G \Delta p}{3600 \cdot 102 \gamma_2 \eta_n}, \text{ квт}, \quad (4-41)$$

где G — весовой расход газа, $кг/ч$; Δp — полное сопротивление скруббера, $кг/м^2$; γ_2 — удельный вес газа, $кг/м^3$; η_n — к. п. д. нагнетателя; 3600 — переводной множитель, $сек/ч$; 102 — переводной множитель, $кг \cdot м/квт$.

4-6. РАСПЫЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ПОЛЫХ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

В распыливающих смесительных теплообменниках жидкость диспергируется с помощью форсунок или вращающихся дисков на мелкие капли, которые движутся

сверху вниз; сначала ускоренно под действием силы тяжести, а затем, когда их силы тяжести уравниваются силой сопротивления газа, с постоянной относительной скоростью, равной [Л. 72]:

$$w_0 = \sqrt{\frac{4gd\gamma_{ж}}{3\varphi\gamma_{г}}}, \text{ м/сек.}$$

Если принять коэффициент лобового сопротивления для шара $\varphi \approx 0,5$ [Л. 48, стр 320], $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ и выразить диаметр капли d в миллиметрах, то скорость капли относительно газа будет равна:

$$w_0 = 0,162 \sqrt{\frac{d\gamma_{ж}}{\gamma_{г}}}. \quad (4-42)$$

Действительная скорость капли при противотоке

$$w_{д} = w_0 - w,$$

где w — скорость газа, м/сек.

Для распыливания жидкости в скрубберах наиболее широкое применение нашли механические форсунки, через которые жидкость распыливается благодаря ее повышенному давлению (для воды в скрубберах 3—5 ат, для растворов в распылительных сушилках 50—200 ат). Размер капель в аппарате вследствие дробления жидкости при трении о газ, а также слипания колеблется в широком диапазоне от 1 до 150 $\mu\text{м}$. Определение среднего диаметра капель затруднительно, так как их образование зависит от многих факторов. Диаметр капель d при распылении механическими форсунками можно определить в первом приближении по формуле

$$d = 8gk \frac{\sigma}{\gamma_{ж}v^2}, \quad (4-43)$$

где $g \approx 9,81$ — ускорение силы тяжести, м/сек^2 ; σ — поверхностное натяжение, кг/м ; $\gamma_{г}$ — удельный вес газовой среды, кг/м^3 ; v — скорость выхода струи, м/сек ; k — коэффициент, зависящий от поверхностного натяжения жидкости σ :

	$\sigma, \text{кг/м}$	k
Для воды . . .	0,00745	2,5
Для спирта . . .	0,0023	3,5
Для глицерина .	0,0065	5,0

При распылении 1 м^3 жидкости на капли диаметром $d, \text{мм}$, поверхность капель $F_{к}$ получается равной примерно $6000/d, \text{м}^2$, а поверхность капель f , приходящаяся на 1 м^3 объема аппарата, равна:

$$f = \frac{u}{3600 w_{д}} \frac{6000}{d} = 1,67 \frac{u}{w_{д}d}, \text{ м}^2/\text{м}^3, \quad (4-44)$$

где u — плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$; $w_{д}$ — действительная скорость капель в камере, м/сек .

Полная поверхность капель в объеме аппарата может быть найдена по формуле

$$F_{к} = Vf, \text{ м}^2. \quad (4-45)$$

Зная необходимую поверхность капель из расчета теплопередачи аппарата, можно легко найти требуемый объем камеры V .

Производительность механической форсунки может быть определена по формуле

$$V_{ф} = 5040 \mu S \sqrt{p}, \text{ л/ч}, \quad (4-46)$$

где p — давление жидкости в форсунке, ат; μ — коэффициент расхода (0,6—0,75); S — сечение выходного отверстия форсунки, см^2 .

Более простая формула для расчета производительности механических форсунок имеет вид:

$$V_{ф} = ap_m, \text{ л/ч}. \quad (4-47)$$

Для a и m в табл. 4-1 [Л. 71] приводятся опытные данные в зависимости от конструкции форсунки.

Потребная мощность при механическом распылении

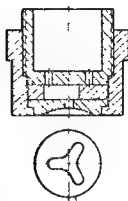
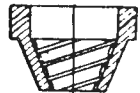
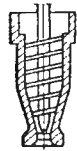
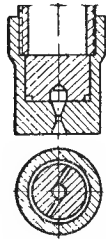
$$N = \frac{V_{ф}\Delta p}{102 \eta_{н}}, \text{ кВт}. \quad (4-48)$$

Распыление жидкости в смесительных теплообменниках с помощью пневматических форсунок и вращающихся дисков не может конкурировать с механическим распылением, поскольку последнее более экономично и базируется на менее сложном оборудовании.

Из-за ограниченности объема книги здесь приводятся только некоторые формулы, позволяющие производить сравнительные расчеты различных распыливающих устройств. Подробный расчет пневматических и диско-

Таблица 4-1

Характеристика форсунок

Тип форсунки	Диаметр выходного отверстия, мм	a	m
	5	220	0,66
	8	360	0,54
	1,2	20	0,53
	2	80	0,47

вых распыливающих устройств можно найти в специальной литературе [Л. 49, 56].

Пневматические форсунки работают действием сжатого воздуха давлением 2—5 ат с относительным расходом 0,3—1 кг воздуха на 1 кг жидкости.

Диаметр капли d можно определить по эмпирической формуле Нукиямы и Танасавы:

$$d = 580 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_{ж} \omega_0} + 1680 \left(\frac{\mu_{ж}}{V \sigma \gamma_{ж}} \right)^{0,45}} \times \left(\frac{1000}{V} \right)^{1,5}, \text{ мк}, \quad (4-49)$$

где σ — поверхностное натяжение, кгс/м; ω_0 — относительная скорость жидкости в воздухе (100—300 м/сек); $\mu_{ж}$ — динамическая вязкость жидкости, кгс·сек/м²; $V_{ж}$ и $V_{в}$ — соответственно объемные расходы жидкости и воздуха через форсунку, м³/сек.

Мощность, потребляемая турбокомпрессором при работе пневматических форсунок, определяется по формуле

$$N = 3,88 \frac{V_{в}}{\eta_0 \eta_m \eta_{и}} \frac{\{T_{в}\}}{273} \lg \frac{p}{p_0}, \text{ кВт}, \quad (4-50)$$

где $V_{в}$ — расход воздуха при 760 мм рт. ст. и 0°С, м³/мин; $T_{в}$ — температура воздуха при входе в компрессор, °К; p_0 и p — давление воздуха при входе и при выходе из компрессора, ат; $\eta_0=0,96$ — $0,98$ — объемный к. п. д. компрессора; $\eta_m=0,97$ — $0,98$ — механический к. п. д. компрессора; $\eta_{и}=0,55$ — $0,65$ — индикаторный к. п. д. компрессора.

Диаметр капель при распылении жидкости диском может быть определен по формуле

$$d = 98,5 \frac{1}{n} \sqrt{\frac{\sigma}{R \gamma_{ж}}}. \quad (4-51)$$

Мощность N , затрачиваемую при центробежном распылении, можно определить по формуле

$$N = 2 \cdot 10^{-4} G R n, \text{ кВт}, \quad (4-52)$$

где

где n — частота вращения диска, *об/мин*; R — радиус диска, *м*; σ — поверхностное натяжение, *кгс/м*; $\gamma_{ж}$ — удельный вес раствора, *кг/м³*; G — количество распыливаемой жидкости, *кг/сек*.

4-7. РАСЧЕТ КАСКАДНОГО СМЕСИТЕЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Каскадные или полочные смесительные теплообменники нашли применение главным образом как конденсаторы водяного пара. Целью расчета полочных аппаратов является определение расхода охлаждающей воды, диаметра конденсатора, числа полок, количества отсасываемого воздуха, высоты барометрической трубы и мощности вакуум-насоса для откачивания паровоздушной смеси.

Расход охлаждающей воды легко определить из теплового баланса [Л. 42]:

$$W_{\pi} i_{\pi} + G t'_{\pi} = (W_{\pi} + G) t''_{\pi}, \quad (4-53)$$

откуда

$$G = W_{\pi} \frac{i_{\pi} - t'_{\pi}}{t''_{\pi} - t'_{\pi}}, \quad \text{кг}, \quad (4-54)$$

где G — расход охлаждающей воды, *кг/ч*; W_{π} — расход конденсируемого пара, *кг/ч*; i_{π} — энтальпия поступающего пара, *ккал/кг*; t'_{π} и t''_{π} — начальная и конечная температуры охлаждающей воды, °С.

На выходе из барометрического конденсатора температура воды бывает ниже температуры пара на 2—3°С, т. е. $t''_{\pi} = t_{\text{нас}} - (2 \div 3)^{\circ}$.

Диаметр конденсатора d_k рассчитывают по формуле

$$d_k = \sqrt{\frac{4W_{\pi}}{\pi \cdot 3600 \gamma_{\pi} \omega_{\pi}}} = 0,0188 \sqrt{\frac{W_{\pi}}{\gamma_{\pi} \omega_{\pi}}}, \quad (4-55)$$

где γ_{π} и ω_{π} — удельный вес (*кг/м³*) и скорость пара (*м/сек*).

При давлении в конденсаторе 0,1—0,2 ат скорость пара принимают равной 10—15 *м/сек* в сечении, не занятом полками, и 20—25 *м/сек* в узком месте парового тракта. Число полок определяют на основании решения диффе-

ренциального уравнения теплового баланса стекающей струи. Количество тепла, передаваемое от пара к цилиндрической сплошной струйке, вытекающей из отверстия полки, равно:

$$dQ = \alpha (t_{\text{нас}} - t_{\pi}) dF = 3600 s w c_{\pi} dt, \quad (4-56)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от пара к воде, *ккал/м²·ч·град*; $t_{\text{нас}}$ — температура насыщения, °С; t_{π} — переменная температура воды, °С; F — поверхность соприкосновения пара с водой, *м²*; s — площадь сечения струи, *м²*; w — скорость течения воды в рассматриваемом сечении, *м/сек*; c_{π} — удельный вес воды, *кг/м³*, и ее теплоемкость, *ккал/кг*.

В уравнении (4-56) сделаем замену

$$dF = \frac{\pi d_{\text{стр}}^2}{4} dH \quad (4-57)$$

и по соотношению Льюиса введем коэффициент массообмена

$$\beta = \frac{\alpha}{c_{\pi}}.$$

На основании обработки опытных данных ЦКТИ И. И. Чернобыльский [Л. 98], заменив β величиной $gd_{\text{экв}}/w$, имеющей ту же размерность, и переходя от цилиндрической струи к плоской, получил конкретный вид критериального уравнения:

$$\ln \frac{t_{\text{нас}} - t'_{\pi}}{t_{\text{нас}} - t''_{\pi}} = 0,029 \left(\frac{gd_{\text{экв}}}{w_0^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H}{d_{\text{экв}}} \right)^{0,7}, \quad (4-58)$$

где $w_0 = G/bh$ — начальная скорость истечения струи;

$d_{\text{экв}} = \frac{2b\delta}{b + \delta}$ — эквивалентный диаметр плоской струи; b — ширина сливного порога полки; δ — толщина струи; h — высота слоя воды на полке.

Высота слоя h определяется из формулы водослива

$$h = \left(\frac{G}{0,42b \sqrt{2g}} \right)^{0,67}. \quad (4-59)$$

Толщина струи

$$\delta = \frac{2G}{b \left(w_0 + \sqrt{w_0^2 + 2gH} \right)}. \quad (4-60)$$

На основании практических данных для каскадных полочных конденсаторов принимают расстояние между полками $H=0,5-0,6$ м.

С помощью уравнения (4-58) можно рассчитать нагрев воды при перетекании ее с тарелки на тарелку и количество сконденсировавшегося при этом пара. Производя последовательно расчет от полки к полке, начиная с верхней, можно установить число полок, необходимое для нагрева охлаждающей воды в конденсаторе до температуры, которая на $2-3^\circ$ ниже температуры насыщения поступающего в конденсатор пара (пример см. [Л. 42, стр. 286]).

Количество воздуха, подлежащее удалению из конденсатора, принимают на основании практических данных. Считается, что на каждые 1000 м^3 охлаждающей воды и конденсата вносится $0,025 \text{ кг}$ воздуха; кроме того, количество воздуха, проникающее через неплотности установки, находящейся под разрежением, принимают равным около 1% от веса сконденсировавшегося пара. Тогда расчетная формула для определения количества отсасываемого воздуха L примет вид:

$$L = [0,25(G + W_{\text{п}}) + 100W_{\text{п}}] \cdot 10^{-4} \text{ кг/ч}. \quad (4-61)$$

Температуру отсасываемого воздуха определяют по эмпирической формуле

$$t_{\text{возд}} = t'_{\text{в}} + 4 + 0,1(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}). \quad (4-62)$$

Объем отсасываемого воздуха

$$V_{\text{возд}} = \frac{29,27L(273 + t_{\text{возд}})}{\rho_{\text{возд}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4-63)$$

где $\rho_{\text{возд}} = p_{\text{а}} - p_{\text{п}}$ — парциальное давление воздуха, кгс/м^2 ; $p_{\text{а}}$ — абсолютное давление в конденсаторе, кгс/м^2 ; $p_{\text{п}}$ — парциальное давление пара в конденсаторе, определяемое по таблицам водяного пара при температуре $t_{\text{возд}}$, кгс/м^2 .

Для удаления паровоздушной смеси из барометрических конденсаторов применяют поршневые, водокольцевые и паронинжекторные вакуумные насосы.

Расчет барометрической трубы сводится к определению ее диаметра и высоты. Диаметр трубы

$$d_{6, \text{тр}} = 0,0188 \sqrt{\frac{G + W_{\text{п}}}{w}}, \quad (4-64)$$

где $w=0,5-1$ м/сек — скорость воды в трубе.

Высота барометрической трубы

$$H = 10,33 \frac{B}{760} + \frac{w^2}{2g} \left(2,5 + \lambda \frac{H}{d_{6, \text{тр}}} \right) + 0,5 \text{ м}, \quad (4-65)$$

где B — вакуум в конденсаторе, мм рт. ст. ; λ — коэффициент трения; $2,5$ и $0,5$ — коэффициенты, учитывающие потери на местные сопротивления и возможные колебания вакуума в конденсаторе.

Барботажные тарельчатые смесительные аппараты рассчитываются как ректификационные колонны (см. гл. 5).

4-8. О СТРУЙНЫХ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Струйные смесительные теплообменники применяют для конденсации пара или для подогрева воды паром. Рабочей средой в них служит вода, а инжектируемой — пар, который при конденсации подогревает воду. Вода подводится к одному или нескольким вертикальным соплам (см. рис. 4-1, з). Пар подводится сбоку и вследствие инжектирующего действия воды подсасывается через кольцевые щели между конусами в центральное пространство конденсатора, где и конденсируется. Под действием кинетической энергии струи смесь охлаждающей воды, конденсата и воздуха сжимается в диффузоре до давления, превышающего атмосферное, и удаляется в водоприемник. Высокая интенсивность процесса тепло- и массообмена между паром и турбулентной струей жидкости при их непосредственном контакте, в сотни раз превосходящая интенсивность процесса в поверхностных теплообменниках, позволяет получить конструктивно простой и малогабаритный смесительный теплообменник. К сожалению, процессы, протекающие в струйном теплообменнике, изучены недостаточно полно и могут быть описаны и проанализированы пока только с качественной стороны. Количественный расчет тепловых и гидравлических характеристик струйного теплообменника не представляется пока возможным. Имеются экспериментальные работы, проведенные в ВТИ им. Дзержинского Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером, которыми можно руководствоваться при проектировании струйных смесительных подогревателей [Л. 80].

4-9. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1. Уточняют исходные данные для расчета:

- а) часовой расход сухого газа G , $кг/ч$;
- б) начальное влагосодержание влажного газа d_1 , $кг/кг$;
- в) температуру газа на входе в теплообменник $t'_г$, $^{\circ}C$;
- г) температуру газа на выходе из теплообменника $t''_г$, $^{\circ}C$;
- д) температуру жидкости на входе в теплообменник $t'_ж$, $^{\circ}C$.

По таблицам для сухого газа определяют его физические константы при $t'_г$.

2. Определяют конечное влагосодержание газа $d_г$. Полагая, что на выходе из смесительного теплообменника при температуре $t''_г$ газ является насыщенным, влагосодержание находят по формуле

$$d_2 = \frac{R_{с.г}}{R_n} \frac{p_{\max}}{p - p_{\max}}, \quad (4-66)$$

где $R_{с.г} = 848/\mu_{с.г}$ — газовая постоянная сухого газа (молекулярный вес воздуха $\mu_{с.г} = 28,95$); $R_n = 848/\mu_n$ — газовая постоянная водяного пара (молекулярный вес водяного пара $\mu_n = 18,016$); p — давление влажного газа в аппарате, $ат$;

$p_{\max}$ — давление насыщенного пара при $t''_г$, $ат$.

3. Определяют температуру мокрого термометра t_m как верхний предел нагрева жидкости по методу, предложенному Н. И. Егоровым [Л. 23]. Этот метод основан на составлении теплового баланса смесительного теплообменника в момент насыщения газа парами и достижения жидкостью температуры мокрого термометра. При достижении жидкостью температуры t_m тепло, содержащееся в газе, равно сумме тепла, внесенного газом в аппарат, и тепла паров, образовавшихся при испарении жидкости, т. е.

$$G(c_{с.г} t_m + d_m i_m) = G(c_{с.г} t'_г + d_1 i_1) + G(d_m - d_1) t_m,$$

или

$$c_{с.г} t_m + d_m i_m = c_{с.г} t'_г + d_1 i_1 + (d_m - d_1) t_m. \quad (4-67)$$

Заменяв энтальпию пара i выражением $595 + 0,47 t$, можно переписать уравнение (4-67) в виде, удобном для расчета без таблицы и i - S -диаграммы для водяного пара:

$$c_{с.г} t_m + d_m (595 + 0,47 t_m) = c_{с.г} t'_г + d_1 (595 + 0,47 t'_г) + (d_m - d_1) t_m. \quad (4-68)$$

Далее, задавшись некоторым значением t_m , методом приближения решают уравнение (4-68), определяя давление насыщенного пара $p_{\max}$ и находя значение d по формуле (4-66)

$$d_m = \frac{R_{с.г}}{R_n} \frac{p_{\max}}{p - p_{\max}}.$$

Подставив значения t_m и d_m , а также величины $t'_г$ и d_1 в уравнение (4-68), проверяют сходимость баланса. В случае неравенства левой и правой частей уравнения задаются другими значениями t_m , вновь определяют соответствующее значение d_m , пока не получится удовлетворительная сходимость баланса.

4. Находят конечную температуру жидкости на выходе из аппарата по формуле (4-6).

5. Определяют часовой расход жидкости, поступающей в теплообменник, по формуле (4-4).

6. Определяют количество отводимого газом тепла по формуле (4-7).

7. Определяют средний действительный расход газа в теплообменнике по формуле

$$V = V_{с.г}^0 \left(1 + \frac{\gamma_{с.г} d_1}{0,805} \right) \frac{(273 + t_г) p_0}{273 p}, \quad (4-69)$$

где $V_{с.г}^0$ — объемный расход сухого газа при нормальных условиях, $м^3/ч$; p — давление влажного газа в аппарате, $ат$; p_0 — давление при нормальных физических условиях, $ат$; $\gamma_{с.г}$ — удельный вес сухого газа при нормальных условиях, $кг/м^3$;

$t_г \approx \frac{t'_г + t''_г}{2}$ — средняя температура газа в скруббере, $^{\circ}C$;

$d \approx \frac{d_1 + d_2}{2}$ — среднее влагосодержание газа в скруббере, $кг/кг$ с. г.

8. Определяют полное сечение пустого теплообменника. Это сечение должно удовлетворять одновременно двум условиям: 1) для насадочных аппаратов плотность орошения u должна быть в пределах $5-10 м^3/м^2 \cdot ч$ [Л. 23]; 2) скорость газа в пустом сечении аппарата должна быть в пределах $1-3 м/сек$ для насадочных и $\sim 1 м/сек$ для полых форсуночных теплообменников. В первом случае полное сечение аппарата находят из соотношения

$$S = \frac{W_n}{\gamma_{ж} u}, \quad м^2. \quad (4-70)$$

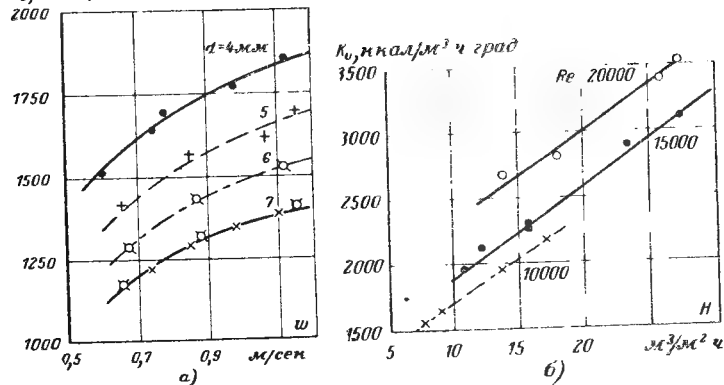
Из условия оптимальной скорости полное сечение аппарата находят по формуле

$$S = \frac{Vv}{3600\omega_0}, \quad м^2. \quad (4-71)$$

Принимая во внимание необходимость одновременного существования равенств (4-70) и (4-71), получаем:

$$\frac{W_n}{V} = \frac{\gamma_{ж} u v}{3600\omega_0}. \quad (4-72)$$

Если найденное расчетом соотношение W_n/V не удовлетворяет уравнению (4-72) при подстановке предельных значений ω_0 и u , необходимо применить рециркуляционную схему при охлаждении газов в насадочном теплообменнике.

$k_v, \text{ккал/м}^3 \text{ ч град}$
 2000
Рис. 4-5. Зависимость объемного коэффициента теплообмена k_v .

а — от скорости газа w при различной степени диспергирования жидкости;
 б — от плотности орошения u при различных критериях Re для газа.

9. Производят расчет коэффициента теплообмена k_F . Для насадочных теплообменников величина коэффициента теплообмена k_F , отнесенного к единице поверхности насадки, может быть определена по формулам (4-22) или (4-23), а для скрубберов с кольцами Рашига предпочтительнее пользоваться формулой (4-26). Объемный коэффициент теплообмена k_v для полого смесительного теплообменника определится пересчетом по формуле (4-29):

$$k_v = [k_F,$$

где f — удельная поверхность в единице объема насадки, выбираемой для расчета насадочного скруббера.

По экспериментальным данным Академии коммунального хозяйства [Л. 29] для объемного коэффициента теплообмена имеется графическая зависимость от скорости газа w и степени диспергирования жидкости d в виде кривых, представленных на рис. 4-5, а. Объемный коэффициент теплообмена форсуночно-насадочных аппаратов в зависимости от плотности орошения u при различных критериях Re для газа представлен на рис. 4-5, б.

10. Определяют среднюю разность между температурами газа и жидкости по формулам (4-19) и (4-20) как среднелогарифмическую разность температур.

11. Определяют расчетную поверхность насадки для насадочного смесительного теплообменника по формуле (4-28) или объем полого форсуночного теплообменника по формуле (4-27).

12. Определяют объем насадки по формуле (4-29):

$$V_n = \frac{F_n}{f},$$

где f — удельная поверхность насадки в единице объема, она берется по таблице характеристики насадок (табл. 4-2).

Характеристика насадок

Тип и размеры насадки, мм	Удельная поверхность f , $\text{м}^2/\text{м}^3$	Свободный объем v , $\text{м}^3/\text{м}^3$	Объемный вес, $\text{кг}/\text{м}^3$	Приведенный диаметр $d_{пр} = \frac{4v}{f}$, м
Кольца Рашига керамические (беспорядочно лежащие):				
15×15×2	330	0,7	690	0,0085
25×25×3	200	0,74	530	0,015
35×35×4	140	0,78	505	0,022
50×50×5	90	0,785	530	0,035
Кольца Рашига керамические (правильно уложенные):				
50×50×5	110	0,735	650	0,027
80×80×8	80	0,72	670	0,036
100×100×10	60	0,72	670	0,048
Кокс, размер кусков, мм:				
25	120	0,53	600	0,018
40	85	0,55	590	0,026
75	42	0,58	550	0,055
Кварц, размер кусков, мм:				
25	120	0,37	1 600	0,012
40	85	0,43	1 450	0,02
75	42	0,46	1 380	0,044
Хордовая насадка 10×100,				
$t=10$	100	0,55	210	0,022
$t=20$	65	0,68	145	0,042
$t=30$	48	0,77	110	0,063
Металлическая сетка	160	0,95	390	0,024
Керамические кольца Палля (беспорядочно лежащие):				
25×25×3	220	0,74	610	0,013
35×35×4	165	0,76	540	0,018
50×50×5	120	0,78	520	0,026

Продолжение табл. 4-2

Тип и размеры насадки, мм	Удельная поверхность f , $\frac{м^2}{м^3}$	Свободный объем v , $\frac{м^3}{м^3}$	Объемный вес, $\frac{кг}{м^3}$	Приведенный диаметр $d_{пр} = \frac{4v}{f}$, м
Стальные кольца Палля (беспорядочно лежащие):				
15×15×0,4	380	0,9	525	0,009
25×25×0,6	235	0,9	490	0,015
35×35×0,8	170	0,9	455	0,021
Седла Берля из керамики (беспорядочно лежащие):				
12,5	460	0,68	720	0,006
25	260	0,69	670	0,011
35	165	0,7	670	0,017

13. Определяют полную высоту насадки или высоту полезного объема форсуночного аппарата

$$h = \frac{V_H}{S}, \text{ м.} \quad (4-73)$$

14. Определяют диаметр аппарата

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} S}, \text{ м.} \quad (4-74)$$

15. Оценивают удельное тепловое напряжение q_V в теплообменнике. Для насадочного аппарата

$$q_V = \frac{Q}{V_H} = \frac{k_F F_H \Delta t_{ср}}{V_H} = k_F f \Delta t_{ср}. \quad (4-75)$$

Для полого аппарата

$$q_V = \frac{Q}{V_{пол}} = \frac{k_V V_{пол} \Delta t_{ср}}{V_{пол}} = k_V \Delta t_{ср}. \quad (4-75a)$$

4-10. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА НАСАДОЧНОГО СКРУББЕРА¹

Определить основные размеры насадочного скруббера и количество переданного в нем тепла, а также расход охлаждающей воды, если в скруббер подаются продукты горения природного газа.

¹ Пример заимствован из [Л. 73].

1. Исходные данные:

$$G = 15\,300 \text{ кг с.г./ч; } d_1 = 0,105 \text{ кг/кг с.г.;}$$

$$t'_T = 200^\circ \text{C; } t''_T = 40^\circ \text{C; } t'_{ж} = 10^\circ \text{C;}$$

$$\mu_{с.г} = 29,5; R = 28,7 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град;}$$

$$c_{с.г} = 0,24 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град; } \gamma_{с.г} = 1,32 \text{ кг/м}^3.$$

2. Конечное влагосодержание газа d_2 (давление берем по таблицам для водяного пара или по $I-d$ -диаграмме):

$$d_2 = \frac{28,7}{47,1} \cdot \frac{0,075}{1,032 - 0,075} = 0,048 \text{ кг/кг с.г.}$$

3. Температура мокрого термометра. Принимаем $t_m = 65^\circ \text{C}$.

$$d_m = \frac{28,7}{47,1} \cdot \frac{0,255}{1,032 - 0,255} = 0,20 \text{ кг/кг с.г.}$$

Проверяем баланс в момент насыщения.

Левая часть:

$$0,24 \cdot 65 + 0,20 \cdot 625 = 140 \text{ ккал/кг.}$$

Правая часть:

$$0,24 \cdot 200 + 0,105 \cdot 687 + (0,2 - 0,105)65 = 128,5 \text{ ккал/кг.}$$

Баланс расходится на 11,5 ккал/кг, причем левая часть больше правой, что свидетельствует о том, что температура мокрого термометра принята выше действительной. Принимаем $t_m = 60^\circ \text{C}$.

$$d_m = \frac{28,7}{47,1} \cdot \frac{0,203}{1,032 - 0,203} = 0,15 \text{ кг/кг с.г.}$$

Проверяем баланс в момент насыщения.

Левая часть:

$$0,24 \cdot 60 + 0,15 \cdot 623 = 108 \text{ ккал/кг.}$$

Правая часть:

$$0,24 \cdot 200 + 0,105 \cdot 687 + (0,15 - 0,105)60 = 124.$$

Баланс расходится на 16 ккал/кг, причем правая часть больше левой, что свидетельствует о том, что принятая температура мокрого термометра ниже действительной. С точностью до 1% температура мокрого термометра может быть принята в интервале между обоими приближениями равной $t_m = 63^\circ \text{C}$.

4. Конечная температура выхода воды из скруббера принимается на несколько градусов ниже температуры мокрого термометра:

$$t''_{ж} = 63 - 3 = 60^\circ \text{C.}$$

5. Количество воды, поступающей в скруббер:

$$W_H = \frac{153\,000 [0,24(200-40) + 0,105(687-60) + 0,048(614-60)]}{60-10} = 23\,400 \text{ кг/ч,}$$

6. Количество тепла, передаваемого газом жидкости:

$$Q = 15\,300[(0,24 \cdot 200 + 0,105 \cdot 687) - (0,24 \cdot 40 + 0,048 \cdot 614)] = 1\,230\,000 \text{ ккал/ч.}$$

7. Средний действительный расход газа в скруббере

$$V = \frac{15\,300}{1,32} \left[1 + \frac{1,32 \cdot 0,077}{0,805} \right] \cdot \frac{273 + 120}{273} \cdot \frac{1,032}{1,032} = 18\,800 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

8. Площадь сечения скруббера.

Принимаем плотность орошения $u_w = 10 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч.}$

$$S = \frac{23\,400}{1\,000 \cdot 10} = 2,34 \text{ м}^2.$$

Скорость газа по пустому сечению

$$w_0 = \frac{18\,800 \cdot 0,735}{3\,600 \cdot 2,34} = 1,64 \text{ м/сек.}$$

Скорость газа находится в допустимых пределах.

9. Поверхностный коэффициент теплообмена для насадочного скруббера. Предварительно находим параметры сухого газа в жидкости при средних температурах газа

$$t_g = \frac{200 + 40}{2} = 120^\circ \text{C}$$

и жидкости

$$t_{ж} = \frac{60 + 10}{2} = 35^\circ \text{C.}$$

$$\lambda_{с.г} = 2,8 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C};$$

$$\mu_{с.г} = 2,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2;$$

$$\gamma_{с.г} = 1,0 \text{ кг/м}^3; \nu_{ж} = 0,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$$

Находим величину коэффициента теплообмена для скруббера с насадкой из колец Рашига размерами $50 \times 50 \times 5 \text{ мм.}$ Для такой насадки

$$f = 100 \text{ м}^2/\text{м}^3 \text{ и } v = 0,735 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

тогда

$$k_F = 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{2,8 \cdot 10^{-2} (1,64 \cdot 1)^{0,8} \cdot 10^{0,7}}{110^{0,5} \cdot 0,735^{0,3} (2,2 \cdot 10^{-6})^{0,8} (0,73 \cdot 10^{-6})^{0,7}} = 15 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C.}$$

10. Средняя разность между температурами газа и жидкости:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(200 - 60) - (40 - 10)}{2,3 \lg \frac{140}{30}} = 70^\circ \text{C.}$$

11. Поверхность насадки

$$F_n = \frac{1\,230\,000}{15 \cdot 70} = 1\,180 \text{ м}^2.$$

12. Объем насадки

$$V_n = \frac{1\,180}{110} = 10,7 \text{ м}^3.$$

13. Высота насадки

$$H = \frac{V}{S} = \frac{10,7}{2,34} = 4,6 \text{ м.}$$

14. Диаметр скруббера

$$D = 1,13 \sqrt{S} = 1,13 \sqrt{2,34} = 1,7 \text{ м.}$$

15. Удельная тепловая нагрузка

$$q_v = \frac{k_F F_n \Delta t_{ср}}{V_n} = \frac{Q}{V_n} = 15 \cdot 70 \frac{1\,180}{10,7} = 115\,000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч.}$$

16. Величина объемного коэффициента теплообмена для насадки

$$k_v = 15 \cdot 110 = 1\,650 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C.}$$

Величина k_v находится в допустимых пределах.

Проведенный расчет позволяет установить, что скруббер с насадкой из колец Рашига размерами $50 \times 50 \times 5$ диаметром $D = \sqrt{\frac{2,34}{0,785}} = 1,7 \text{ м,}$ высотой $4,6 \text{ м}$ может служить для охлаждения газа и нагрева воды в пределах, поставленных заданием.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Назначение, области применения и основные конструктивные типы смесительных теплообменников.

2. Перечислите достоинства и недостатки основных типов смесительных теплообменников.

3. Какие способы диспергирования жидкости применяются в смесительных аппаратах? Назовите наиболее экономичные из них.

4. Изобразите на $I-d$ -диаграмме основные процессы тепло- и массообмена в смесительных аппаратах при

$$t_{ж} < t_{м} \text{ и при } t_{ж} > t_{м}.$$

5. Напишите уравнение теплового баланса для смесительного аппарата.

6. Какие задачи ставятся перед тепловым расчетом смесительных аппаратов? Напишите исходные уравнения для расчета насадочных и полых скрубберов.

7. Напишите формулы для определения средней разности температур для противоточных и прямоточных смесительных аппаратов.

8. Какими формулами следует пользоваться при определении коэффициента теплообмена в расчете смесительных аппаратов?

9. Как определяют оптимальную величину плотности орошения для смесительных аппаратов? Каков оптимальный режим работы аппаратов по подаче жидкости?

10. Какой тип насадки имеет наибольший удельный объем и удельную поверхность? Какие насадки имеют наименьшие удельный объем и удельную поверхность?

11. Перечислите основные этапы последовательности проектирования смесительных теплообменников.

Глава пятая

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

5-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ¹

Процесс ректификации применяют для разделения жидких смесей на практически чистые компоненты или фракции, имеющие различные температуры кипения при одинаковом давлении. Физическая сущность процесса ректификации может быть представлена как двусторонний массо- и теплообмен между противоточно движущимися неравновесными фазами пара и жидкости при высокой турбулизации контактирующих потоков. Вследствие массообмена пар обогащается низкокипящими, а жидкость — высококипящими компонентами. Благодаря многократному контакту фаз можно получить практически чистые пары низкокипящих компонентов и жидкость из высококипящих компонентов.

В промышленных ректификационных колоннах ректификация, как и всякий диффузионный процесс, осуществляется в противотоке пара и жидкости, что обеспечивает различные температуры и неравновесные концентрации контактирующих фаз. Жидкое орошение при ректификации достигается путем конденсации некоторой доли паров в специальном устройстве — дефлегматоре — и возвращения образовавшейся жидкости — флегмы — в верхнюю часть колонны. Паровое орошение создается путем испарения жидкости в кубовой части колонны. Жидкость, перетекая внутри колонны по насадке или с

тарелки на тарелку вниз, соприкасается с поднимающимися из куба парами, причем температура жидкости ниже температуры паров, а концентрация фаз не отвечает условиям равновесия, т. е. жидкость относительно богаче низкокипящими компонентами. При каждом соприкосновении с жидкостью пары частично конденсируются, а жидкость за счет тепла конденсации паров частично испаряется. Таким образом, пары при движении вверх по колонне обогащаются низкокипящими, а жидкость, опускаясь в куб, — высококипящими компонентами.

Корпуса современных ректификационных колонн достигают огромных размеров: диаметр до 8 м, общая высота более 50 м.

Ректификация широко применяется в химической промышленности для разделения жидких смесей; в нефтепереработке — для разделения природных углеводородов нефти на фракции; в металлургии редких металлов — для предварительного обогащения растворов солей металлов; в производстве кислорода — путем предварительного ожижения воздуха и последующей ректификации жидкой смеси газов и во многих других отраслях техники.

Для ректификации применяют аппараты колонного типа — барботажные, насадочные, пленочные, инжекционные и др.

5-2. ДИАГРАММА РАВНОВЕСИЯ. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Путем ректификации двухкомпонентной смеси жидкость разделяется на две части: часть, содержащую преимущественно низкокипящий компонент, получаемую в виде дистиллята, и часть, обедненную низкокипящим компонентом, в виде кубового остатка.

Обычно расчет ректификационной колонны ведут по количествам, отнесенным к 1 кг готового продукта — дистиллята.

Обозначим:

$F = G_1/G_d$ — количество кг-молей поступающей на ректификацию смеси, отнесенное к 1 кг-молю готового продукта; $W = G_w/G_d$ — количество кг-молей кубовой жидкости, отнесенное к 1 кг-молю готового продукта; $R = G_R/G_d$ — флегмовое число или количество кг-молей возвращающегося в колонну ди-

¹ Предполагается, что с основами процесса ректификации читатель знаком в объеме гл. 5 [Л. 50].

стиллята (флегмы), отнесенное к 1 кг-молю готового продукта; $V = (R + 1)$ — количество кг-молей паров, выходящих из колонны в дефлегматор для конденсации; y_f, y_d, y_w — молярное содержание низкокипящего компонента в парах, равновесное: жидкости исходной смеси, дистилляту и кубовому остатку; x_f, x_d, x_w — молярное содержание низкокипящего компонента соответственно в исходной смеси, в дистилляте и в кубовом остатке; a_f, a_d, a_w — весовое содержание низкокипящего компонента соответственно в исходной смеси, в дистилляте и в кубовом остатке.

Материальный баланс ректификационной колонны можно записать в виде двух равенств: для всей смеси

$$G_f = G_d + G_w$$

или

$$F = 1 + W; \quad (5-1)$$

для низкокипящего компонента в смеси

$$G_f x_f = G_d x_d + G_w x_w$$

или

$$F x_f = x_d + W x_w = x_d + (F - 1) x_w. \quad (5-2)$$

Используя уравнения (5-1) и (5-2), можно решать задачи по определению количеств и состава веществ, участвующих в процессе ректификации. Заметим, что уравнения (5-1) и (5-2) применимы и при выражении величин G_f, G_d и G_w в весовых количествах (кг/сек). При этом составы смеси, дистиллята и остатка должны подставляться в уравнения в весовых долях (a_f, a_d, a_w).

Формулы для пересчета весовых долей в молярные имеют вид:

для низкокипящего компонента

$$x_A = \frac{a/\mu_A}{\frac{a}{\mu_A} + \frac{b}{\mu_B}}; \quad (5-3)$$

для высококипящего компонента

$$x_B = \frac{b/\mu_B}{\frac{a}{\mu_A} + \frac{b}{\mu_B}}, \quad (5-4)$$

где x_A и x_B — молярные доли соответственно низкокипящего и высококипящего компонентов в жидкой смеси; a и b — весовые доли компонентов в жидкой смеси; μ_A и μ_B — молекулярные веса компонентов.

По закону Рауля [Л. 50], который положен в основу аналитического расчета процессов разделения взаимно растворимых смесей, можно записать:

$$p_A = P_A x_A, \quad (5-5)$$

где p_A — парциальное давление пара низкокипящего компонента A над кипящей смесью; P_A — давление насыщенного пара низкокипящего компонента A при температуре кипения смеси.

Можно записать аналитическое уравнение для высококипящего компонента B

$$p_B = P_B (1 - x_A). \quad (5-6)$$

Обозначив через P суммарное давление паров смеси, получим:

$$P = p_A + p_B = P_A x_A + P_B (1 - x_A). \quad (5-7)$$

Из уравнения (5-7) следует, что

$$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}. \quad (5-8)$$

Обозначив через y_A молекулярную долю компонента A в паровой фазе, можно написать:

$$y_A = \frac{p_A}{p_A + p_B} = \frac{P_A x_A}{P_A x_A + P_B (1 - x_A)} = \frac{P_A x_A}{P}. \quad (5-9)$$

Заметим, что если компонент A является низкокипящим (летучим) компонентом, то $P_A > P_B$.

Зная давления насыщения чистых компонентов P_A и P_B при различных температурах, можно составить таблицу равновесия смеси (табл. 5-1).

Выбрав несколько значений температуры кипения смеси, лежащих между температурами кипения чистых компонентов A и B , можно построить $t - x - y$ -диаграмму равновесия (рис. 5-1, а), в которой по оси абсцисс отложены концентрации низкокипящего компонента в жидкости x и в парах y , а по оси ординат — температура t . Зависимость $t = f(x)$ является линией кипения смеси, а

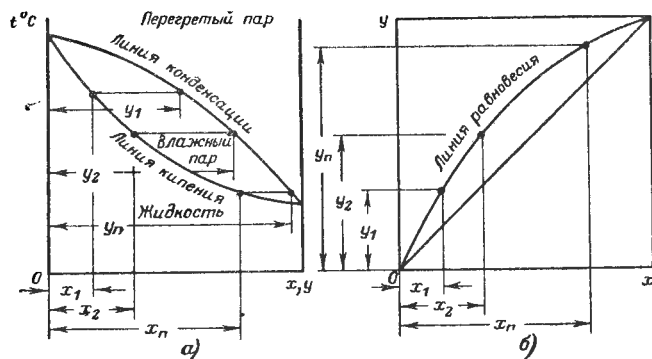


Рис. 5-1. Диаграмма кипения и конденсации $t-x-y$ (а) и диаграмма равновесия $y-x$ (б) для идеальной смеси.

Таблица 5-1

Упругости паров чистых компонентов смеси и содержание летучего компонента в жидкой и в паровой фазах в заданном интервале температур

$t, ^\circ\text{C}$	$P_A,$ мм рт. ст.	$P_B,$ мм рт. ст.	$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}$	$y_A = \frac{P_A x_A}{P}$

зависимость $t=f(y)$ — линией сухого пара или линией конденсации смеси. $t-x-y$ -диаграмма называется диаграммой кипения и конденсации смеси. Для расчета числа тарелок ректификационной колонны пользуются диаграммой, по которой по оси абсцисс откладывают концентрацию низкокипящего компонента в жидкости (x), а на оси ординат — концентрацию низкокипящего компонента в парах (y). Такая диаграмма получила название диаграммы равновесия (рис. 5-1, б).

Элементарно процесс ректификации можно представить себе как разделение исходной жидкой смеси на дистиллят и остаток в результате процесса взаимодействия

жидкости с парами в двух колоннах: верхней — укрепляющей и нижней — исчерпывающей (рис. 5-2). В нижней колонне жидкая смесь F , поступающая на ректификацию с концентрацией низкокипящего компонента x_f , взаимодействует в противотоке с парами, первоначальная концентрация которых равна концентрации паров кубового остатка y_w . В результате тепло- и массообмена опускающаяся жидкая смесь обедняется низкокипящим компонентом, а поднимающиеся из куба пары обогащаются низкокипящим компонентом. В верхней колонне пар с начальной концентрацией y_f , соответствующей концентрации исходной жидкой смеси F , взаимодействует в противотоке с флегмой R , начальная концентрация которой равна концентрации дистиллята x_d . При этом он обогащается низкокипящим компонентом до заданной конечной концентрации y_d , а высококипящий компонент извлекается из паровой фазы и смешивается с опускающейся жидкостью.

Рис. 5-2. Принципиальная схема ректификации.

Пар для тепло- и массообмена с жидкостью получается в ректификационной колонне в результате испарения жидкой смеси в нижней (кубовой) части аппарата, а также путем многоступенчатого испарения опускающейся жидкости при контакте с поднимающимися парами. В укрепляющую и исчерпывающую колонны жидкость поступает в виде исходной смеси части возвращаемого в колонну дистиллята — флегмы; кроме того, жидкость образуется в процессе конденсации движущегося в колонне пара.

Для упрощения анализа тепло- и массообмена в ректификационной колонне принято делать следующие допущения:

1. Исходная жидкая смесь нагревается предваритель-

по до температуры кипения, т. е. в колонне тепло на нагрев смеси не расходуется.

2. Молярные теплоты испарения обоих компонентов одинаковы ($r_{\mu A} = r_{\mu B}$), что не дает существенной ошибки при расчете в молярных величинах. Таким образом, считают, что при конденсации каждый кг-моль пара испаряет такое же количество жидкости, вследствие чего количества поднимающегося пара и стекающей жидкости по высоте колонны не изменяются, а изменяется только их состав.

3. Концентрация уходящего из ректификационной колонны пара равна концентрации дистиллята ($y_d = x_d$).

4. При испарении жидкости в кубе не происходит изменения ее состава, т. е. концентрация образующихся паров равна концентрации кубового остатка ($y_w = x_w$).

Приняв в основу равенство количеств конденсирующихся паров и испаряющейся жидкости в колонне, материальный баланс ректификационной колонны для низкого компонента можно выразить равенствами:

для верхней колонны

$$(R + 1) dy = R(-dx); \quad (5-10)$$

для нижней колонны

$$(R + 1) dy = (R + F)(-dx). \quad (5-11)$$

На участке верхней колонны от произвольного сечения с концентрациями x в жидкости и y в паре до выходного сечения с концентрациями соответственно x_d и y_d изменение концентрации флегмы ($x_d - x$) и изменение концентрации паров ($y_d - y$) выразится уравнением

$$(R + 1)(y_d - y) = R(x_d - x). \quad (5-12)$$

Заменив по допущению (3) y_d на x_d , перепишем равенство (5-12) в виде

$$(R + 1)(x_d - y) = R(x_d - x), \quad (5-12a)$$

откуда

$$y = \frac{R}{R + 1}x + \frac{x_d}{R + 1} = Ax + B, \quad (5-13)$$

где

$$A = \frac{R}{R + 1} \text{ и } B = \frac{x_d}{R + 1}$$

при выбранных для расчета значениях R и x_d — постоянные коэффициенты.

На участке от произвольного сечения нижней колонны с концентрациями x и y до ее низа изменение концентрации выразим равенством [по уравнению (5-11)]

$$(R + 1)(y - y_w) = (R + F)(x - x_w), \quad (5-11a)$$

или после замены по допущению (4) y_w на x_w

$$y = \frac{R + F}{R + 1}x - \frac{F - 1}{R + 1}x_w = A'x + B', \quad (5-14)$$

где

$$A' = \frac{R + F}{R + 1} \text{ и } B' = \frac{F - 1}{R + 1}x_w.$$

Как известно, уравнения (5-13) и (5-14) называют уравнениями линий рабочих концентраций для верхней (укрепляющей) и нижней (исчерпывающей) частей ректификационной колонны.

Написав уравнение (5-10) для краевых условий верхней части колонны, получим:

$$(R + 1)(x_d - y_f) = R(x_d - x_f), \quad (5-10a)$$

откуда

$$R = \frac{x_d - y_f}{y_f - x_f}. \quad (5-15)$$

Величина R показывает, какое количество кг-молей флегмы нужно возратить в колонну, чтобы получить 1 кг-моль ректификата. Величина $(R + 1)$ показывает, какое количество кг-молей жидкости нужно испарить в кубе ректификационной колонны для получения 1 кг-моля ректификата.

5-3. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ЛИНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Подставляя в уравнение (5-13) значение концентрации жидкости, соответствующее готовому продукту — $x = x_d$, получим $y = x_d$, т. е. на $y - x$ -диаграмме (рис. 5-3) рабочая линия укрепляющей части колонны проходит через точку D , лежащую на диагонали ($y = x_d$) и имеющую абсциссу x_d . Тангенс угла наклона этой линии ($\tan \alpha$) равен $\frac{R}{R + 1}$, а отрезок B , отсекаемый этой линией на оси

Величину $R_{\min}$ можно найти и графически, приведя на y — x -диаграмме прямую DM' из точки D через точку F'' пересечения вертикали $x_f F$ с линией равновесия. Измерив отрезок B'' , отсекаемый прямой DM' на оси ординат, находят $R_{\min}$ по формуле (5-16):

$$R_{\min} = \frac{x_d}{B''} - 1. \quad (5-19)$$

Как указывалось выше, минимальное значение флегмового числа возможно в бесконечно высокой колонне, т. е. для производственных аппаратов оно нереально. Бесконечно большая величина R возможна только при работе колонны «на себя», т. е. без выхода дистиллята. Наивыгоднейшее значение флегмового числа, при котором затраты на сооружение колонны минимальны, а эксплуатационные расходы (т. е. затраты на тепло для испарения жидкости и на охлаждающую воду в дефлегматоре) оптимальны, может быть найдено технико-экономическим расчетом. Для производственных ректификационных колонн значение рабочего флегмового числа R принимают в пределах от 1,2 $R_{\min}$ до 2,5 $R_{\min}$.

Отношение рабочего флегмового числа к минимальному $R/R_{\min} = \varphi$ получило название коэффициента избытка флегмы.

5-4. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ТАРЕЛОК В РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЕ

Под теоретической тарелкой понимают такую ступень контакта между паром и жидкостью, на которой осуществляется изменение концентраций фаз от рабочего состояния до равновесного.

Если на диаграмме y — x (рис. 5-4) задана кривая равновесия $y=f(x)$ бинарной смеси, то зависимость между концентрациями жидкой и паровой фаз на тарелках ректификационной колонны, выражаемая уравнениями (5-13) и (5-14), определяется рабочими линиями DF и FW , проходящими через точки (x_n, y_{n-1}) , (x_{n+1}, y_n) и т. д. Так, например, координаты точки c выражают концентрацию пара y_{n-1} , поступающего с $(n-1)$ -й тарелки на n -ю, и концентрацию жидкости x_n , стекающей с n -й тарелки на $(n-1)$ -ю. Если в контакте пара с жидкостью n -й тарелки достигается равновесие между фазами, то

отрезок cd выразит изменение концентрации пара, вызванное прохождением последнего через n -ю тарелку:

$$y_n = y_{n-1} + \Delta y_n.$$

Изменение концентрации жидкости на той же n -й тарелке выражается отрезком ed , т. е.

$$x_n = x_{n+1} - \Delta x_n.$$

Таким образом, катеты прямоугольного треугольника характеризуют изменение концентрации фаз на одной n -й тарелке колонны.

Можно продолжить построение прямоугольных треугольников как для вышележащих, так и для нижележащих тарелок. Как это вытекает из уравнений (5-13) и (5-14), гипотенузы всех прямоугольных треугольников лежат на рабочих линиях укрепляющей и исчерпывающей частей колонны.

Графическое определение числа теоретических тарелок на y — x -диаграмме начинают с точки D , соответствующей концентрации дистиллята. Проводя на точке D поочередно горизонталь до линии равновесия $OF''N$, затем вертикали между кривой равновесия и линиями концентрации верхней и нижней частей колонны до тех пор, пока в результате пересечения с кривой равновесия не будет получена точка, абсцисса которой x меньше x_w , получают ряд ступеней, число которых и определяет число теоретических тарелок колонны.

Уравнения рабочих линий и их построение основаны на предположении, что при прохождении через каждую ректификационную тарелку между паром и жидкостью устанавливается полное равновесие состава фаз. Однако в действительности это не наблюдается, и поэтому для осуществления процесса ректификации в заданных условиях практически требуется значительно больше тарелок

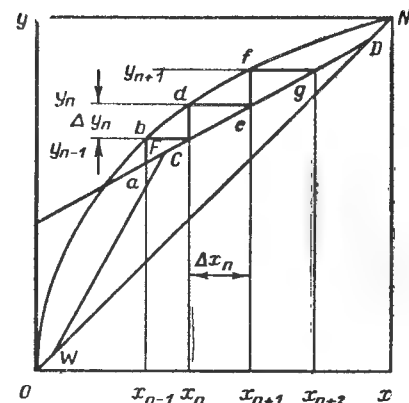


Рис. 5-4. Графическое определение теоретического числа тарелок в ректификационной колонне.

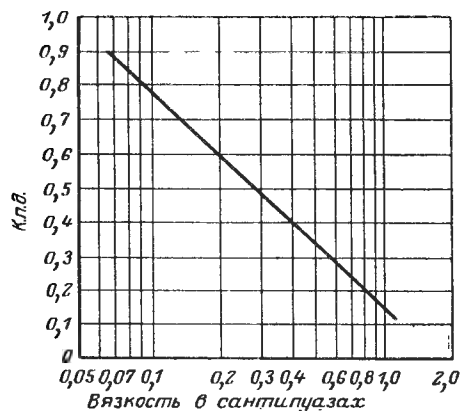


Рис. 5-5. К. п. д. тарелок в зависимости от молярной вязкости исходной смеси.

лок, чем это получается при графическом построении на y — x -диаграмме между кривой равновесия и рабочими линиями. Для того чтобы от числа теоретических перейти к числу действительных тарелок, необходимо ввести поправочный коэффициент, учитывающий кинетику процессов, происходящих на тарелках колонны. Наиболее распространенным методом введения поправки является использование общего (полного) к. п. д. тарелки, под которым понимают отношение числа теоретических тарелок к числу действительных тарелок:

$$\frac{n_T}{n_D} = \eta < 1. \quad (5-20)$$

При делении числа теоретических тарелок, найденных графически, на коэффициент η получают число действительных тарелок.

Опыты показали, что степень действительного обогащения пара низкокипящим компонентом от равновесного обогащения различна на различных тарелках колонны и зависит от скорости прохождения пара и жидкости через колонну, величины поверхности контакта фаз, расстояния между тарелками, высоты слоя жидкости на тарелке, давления в колонне, физико-химических свойств перегоняемой смеси и ряда других факторов. Для различных условий перегонки и конструктивного оформления

колонны к. п. д. тарелки колеблется в пределах от 0,2 до 0,9. Для ориентировочного определения к. п. д. тарельчатой ректификационной колонны, работающей в условиях оптимальной нагрузки по пару и жидкости, можно пользоваться графиком рис. 5-5 [Л. 32]. По оси абсцисс отложено значение суммарной молярной вязкости исходной жидкой смеси при ее средней температуре, которое определяется по формуле

$$\Sigma \mu_{\text{мол}} = x_A \mu_A + x_B \mu_B, \quad (5-21)$$

где x_A и x_B — молярные доли компонентов A и B в исходной смеси; μ_A и μ_B — вязкости чистых компонентов A и B при средней температуре исходной смеси, спз .

5-5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Согласно схеме рис. 5-2 составим уравнение теплового баланса ректификационной колонны в расчете на 1 кг дистиллята.

Приход тепла:

Расход тепла:

подводится в кипя-

тильник куба . . . q

со смесью . . . Fi_f

с флегмой . . . Ri_r

с паром из колонны Vi_v

с кубовым остатком Wi_w

потери в окружающую среду . . . q_n

$$q + Fi_f + Ri_r = Vi_v + Wi_w + q_n, \quad (5-22)$$

где i_f , i_r , i_v и i_w — энтальпии соответственно исходной смеси, флегмы, пара и кубового остатка, ккал/кг .

Сделав замену в виде $V=R+1$, $F=W+1$ и решая относительно q , получаем:

$$q = R(i_v - i_r) + W(i_w - i_f) + 1(i_v - i_f) + q_n, \quad (5-23)$$

где член $R(i_v - i_r)$ — расход тепла на испарение флегмы, ккал ; член $W(i_w - i_f)$ — расход тепла на нагревание кубового остатка, ккал ; член $1(i_v - i_f)$ — расход тепла на испарение дистиллята, ккал .

Энтальпии жидкостей могут быть выражены как $i = ct$, где $c = c_A x + c_B (1-x)$.

Энтальпия пара $i_n = i_r + r_f$, где $r_f = r_A x + r_B (1-x)$.

Общее количество тепла, подводимое к кипятивнику куба, равно:

$$Q = qD, \quad (5-24)$$

где D — часовое количество готового продукта-дистиллята, кг/ч.

Расход охлаждающей воды в дефлегматоре W_d определяется из уравнений;

при конденсации пара в количестве, соответствующем флегмовому числу R ,

$$W_d = \frac{DRr_f}{t''_{в.д} - t'_{в.д}}; \quad (5-25)$$

при полной конденсации пара в дефлегматоре

$$W'_d = \frac{D(R+1)r_f}{t''_{в.д} - t'_{в.д}}, \quad (5-26)$$

где $t'_{в.д}$ и $t''_{в.д}$ — температура охлаждающей воды на входе и на выходе из дефлегматора, °C.

Расход охлаждающей воды в холодильнике-конденсаторе W_k равен:

$$W_k = \frac{Dr_f + D(i'_v - i''_v)}{t'_{в.к} - t''_{в.к}}, \quad (5-27)$$

где i'_v и i''_v — энтальпии дистиллята на входе и на выходе из конденсатора, ккал/кг; $t'_{в.к}$ и $t''_{в.к}$ — температура охлаждающей воды на входе и на выходе из конденсатора, °C.

5-6. СХЕМЫ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Промышленные ректификационные установки разделяют по принципу работы на действующие периодически и непрерывно.

Ректификационные установки периодического действия могут работать в двух режимах:

а) постоянная концентрация дистиллята ($x_d = \text{const}$) при переменном флегмовом числе ($R = \text{var}$);

б) постоянное флегмовое число ($R = \text{const}$) при переменной концентрации дистиллята ($x_d = \text{var}$).

Принцип работы периодически действующей колонны заключается в следующем (рис. 5-6, а). Исходная смесь

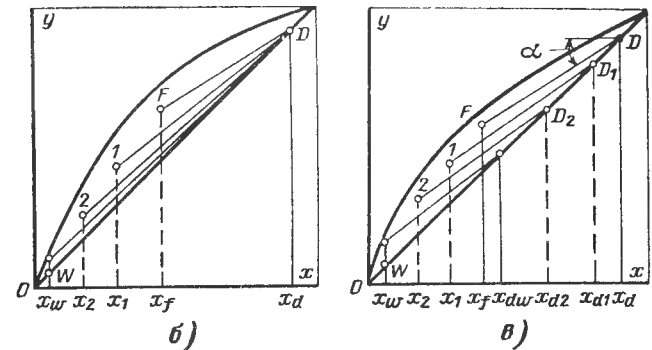
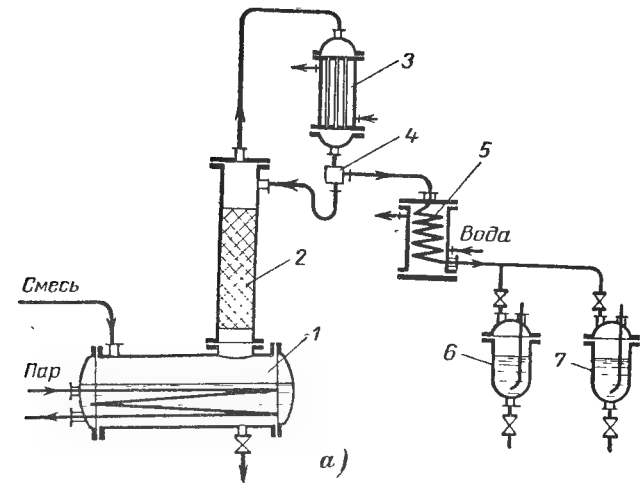


Рис. 5-6. Ректификационная установка периодического действия.

а — принципиальная схема; б — рабочий процесс с переменным флегмовым числом на $y-x$ -диаграмме; в — рабочий процесс с постоянным флегмовым числом на $y-x$ -диаграмме.

вводится непосредственно в кубовую часть колонны 1, где подогревается до температуры кипения и частично испаряется под воздействием внешнего источника тепла. Пары поднимаются по колонне 2 и в противотоке взаимодействуют с жидкой фазой, поступающей в верхнюю часть колонны из дефлегматора 3. Пары, обогащенные в ходе тепло- и массообмена низкокипящим компонен-

том, выходят из колонны и конденсируются в дефлегматоре, отдавая тепло конденсации охлаждающей воде. Из дефлегматора, в котором может произойти полная или частичная конденсация паров, жидкость (вместе с влажным паром) поступает в сепаратор-делитель 4. Количество жидкости, равное флегмовому числу R , возвращается на орошение ректификационной колонны, а другая часть, соответствующая выходу готового продукта, поступает через конденсатор-холодильник 5 в виде охлажденного дистиллята в сборные баки 6 и 7.

В режиме периодической работы колонны с постоянным составом дистиллята ($x_d = \text{const}$) флегмовое число необходимо изменять от минимального в начале процесса до максимального к его концу (рис. 5-6, б). При этом заметим, что по мере отгонки низкокипящего компонента концентрация его в кубе будет снижаться от x_f до x_w , проходя промежуточные значения x_1 , x_2 и т. д.

Положение точек 1, 2 и т. д., соответствующих изменению флегмового числа ($R = \text{var}$), можно определить подбором по уравнению (5-12)

$$(R + 1)(y_d - y_i) = R(x_d - x_i),$$

задаваясь некоторыми значениями x_1 , x_2 и т. д.

Периодическая ректификация с сохранением постоянной концентрации дистиллята и с непрерывно изменяющимся по определенной программе питанием колонны флегмой — дело чрезвычайно сложное. Поэтому такой режим в промышленных ректификационных установках широкого распространения не получил.

Метод периодической разгонки смесей в режиме с постоянным значением флегмового числа ($R = \text{const}$) и изменяющейся концентрацией дистиллята нашел широкое распространение. В y — x -диаграмме (рис. 5-6, в) наклон рабочих линий не изменяется, так как он зависит только от флегмового числа ($\text{tg} \alpha = \frac{R}{R + 1}$) и не зависит от

концентраций. Концентрация кубовой жидкости по низкокипящему компоненту будет снижаться от x_f до x_w , принимая значения x_1 , x_2 и т. д. Соответственно будет снижаться концентрация летучего компонента в дистилляте: x_d , x_{d1} , x_{d2} и т. д. до x_{dw} .

При перегонке дистиллята в одну емкость средняя концентрация готового продукта находится в пределах

между x_d и x_{dw} , а концентрация кубового остатка равна x_w . При наличии зависимости концентрации дистиллята от концентрации кубовой жидкости $x_d = f(x)$ может быть найдена средняя концентрация дистиллята по уравнению

$$x_{\text{ср}} = \frac{1}{x_f - x_w} \int_{x_w}^{x_f} f(x) dx. \quad (5-28)$$

Периодическая ректификация с постоянным флегмовым числом и переменной концентрацией дистиллята для малотоннажных производств выгодно отличается от описанного выше периодического процесса с переменным флегмовым числом и имеет даже преимущества перед непрерывной ректификацией, так как делает возможным разделение смеси любого числа компонентов при помощи одной ректификационной колонны.

Ректификационные установки непрерывного действия получили в промышленности наиболее широкое распространение благодаря ряду преимуществ перед установками для периодической ректификации:

1. Постоянство режима работы, что упрощает обслуживание и облегчает автоматизацию процесса.
2. Отсутствие простоев, что увеличивает производительность установки на единицу объема колонны.
3. Снижение потерь тепла и возможность использования тепла кубового остатка для подогрева исходной смеси.

По назначению непрерывно действующие ректификационные установки разделяются на установки для:

- 1) разделения смеси с целью укрепления низкокипящего (летучего) компонента и исчерпывания высококипящего компонента;
- 2) только обогащения летучего компонента или только удаления его из кубовой жидкости с целью ее обогащения;
- 3) двойной ректификации с целью разделения газов;
- 4) ректификации многокомпонентных смесей;
- 5) экстрактивной ректификации.

Рассмотрим кратко принцип работы этих установок.

- 1) В установках для разделения смеси с целью укрепления и исчерпывания компонентов (рис. 5-7, а) исход-

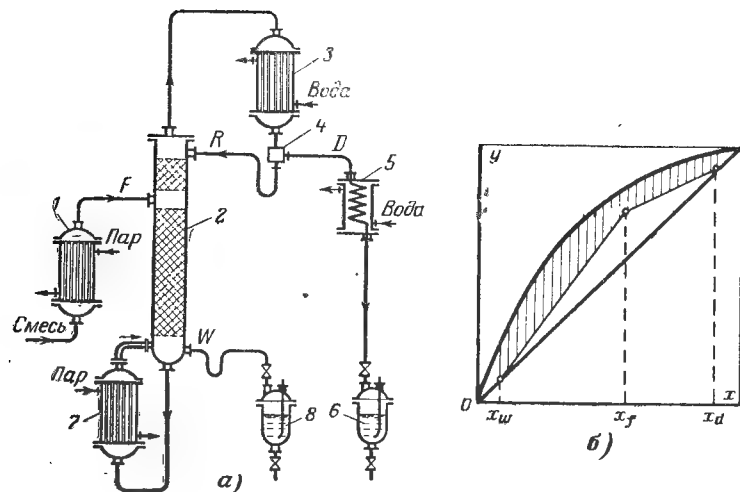


Рис. 5-7. Ректификационная установка непрерывного действия для разделения смеси.

а — принципиальная схема; б — зависимость между рабочими и равновесными концентрациями на y - x -диаграмме.

ная смесь поступает в среднюю часть колонны 2 через теплообменник 1, обогреваемый паром. В верхней части колонны, расположенной выше патрубка для ввода смеси, происходит укрепление паров флегмой, поступающей для орошения на верхнюю тарелку колонны. Пары, выходящие из укрепляющей части колонны, поступают в дефлегматор 3, откуда через распределитель 4 флегма возвращается в колонну, а дистиллят направляется в холодильник-конденсатор 5 и затем в сборник 6. В нижней части колонны, расположенной ниже патрубка для ввода смеси, происходит истощение (обеднение) жидкости. В результате ректификации жидкость освобождается практически от низкокипящего компонента и собирается в кубе колонны или в специальном теплообменнике 7, где кипит и испаряется. Часть кубовой жидкости сливается в сборник 8.

Тепло кубовой жидкости и теплота испарения выходящих из колонны паров могут быть использованы в самой установке для предварительного подогрева исходной смеси.

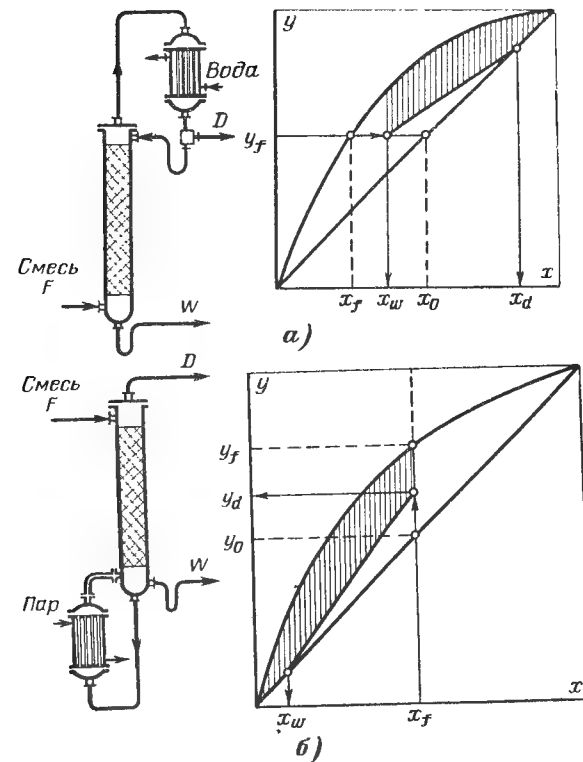


Рис. 5-8. Схемы ректификационных установок для обогащения одного из компонентов.

а — обогащение легкокипящего компонента; б — обогащение высококипящего компонента.

Движущая сила процесса массообмена для жидкости любой концентрации выражается на y - x -диаграмме (рис. 5-7, б) вертикальными отрезками между рабочими линиями и линиями равновесия фаз.

2) Процесс непрерывной ректификации, имеющей целью только обогащение паров, широко применяемый в нефтепереработке, осуществляется по схеме рис. 5-8, а. Исходная смесь в виде паров с концентрацией y_f поступает в нижнюю часть колонны. Навстречу поднимающимся парам из дефлегматора опускается флегма. Конечная концентрация кубового остатка x_w может коле-

баться в пределах от $x_0 = y_f$ до x_f , соответствующей бесконечно большой поверхности контакта фаз. Концентрация дистиллята может находиться между x_0 и x_d в пределах кривой равновесия. Величина движущейся силы процесса соответствует на y - x -диаграмме вертикальной штриховке. Для расчета такой колонны можно пользоваться следующими уравнениями.

Материальный баланс по летучему компоненту:

$$Fy_f = Dx_d + Wx_w. \quad (5-29)$$

Материальный баланс по всей смеси:

$$F = D + W. \quad (5-30)$$

Подставим значение D из уравнения (5-30) в уравнение (5-29):

$$Fy_f = (F - W)x_d + Wx_w,$$

откуда

$$W = F \frac{x_d - y_f}{x_d - x_{wv}} \quad (5-31)$$

Зная заданные x_d и x_w , можно определить количество кубового остатка W , а затем и дистиллята D .

Процесс обогащения кубового остатка осуществляется по схеме рис. 5-8, б. Жидкую смесь с концентрацией x_f подогревают до кипения и подают на верхнюю тарелку ректификационной колонны. Стекая в куб, жидкость воспринимает тепло подогревателя-кипятильника и кипит. Образующиеся при этом пары поднимаются и взаимодействуют с опускающейся жидкостью. Соответственно концентрации исходной смеси (см. $x-y$ -диаграмму на рис. 5-8, б) дистиллят может иметь концентрацию летучего компонента y_d в пределах от y_f до y_0 , а кубовый остаток — от x_f до x_w в пределах, допускаемых положением кривой равновесия. Расчет такой ректификации производят на основании материального баланса. По летучему компоненту равенство запишется в виде

$$Fx_f = Dy_d + Wx_w. \quad (5-32)$$

Материальный баланс по всей смеси

$$F = D + W.$$

Заменяя значение W на $F-D$ и подставив в уравнение (5-32), получим:

$$Fx_f = Dy_d + (F - D)x_w,$$

откуда

$$D = F \frac{x_f - x_w}{y_d - x_w} \quad (5-33)$$

Если заданы концентрации y_d и x_w , по уравнению (5-33) можно вычислить D , а затем W .

3) Установки двойной ректификации нашли применение в технике разделения газов. Такие установки состоят из двух колонн — верхней и нижней. На рис. 5-9 показана схема двухколонной установки для разделения воздуха на кислород и азот.

Известно, что воздух представляет собой бинарную смесь азота (78,03%) и кислорода (20,99%) с небольшой примесью других газов (0,94% аргона, 0,01% водорода, 0,0012% неона, 0,0004% гелия и др.). При атмосферном давлении температуры кипения азота и кислорода равны соответственно 77° С (—196° С) и 90° К (—183° С), т. е. по сравнению с кислородом азот является низкокипящим компонентом. Различие температур кипения компонентов и положены в основу разделения воздуха.

Перед подачей в ректификационную колонну воздух сжимают компрессором, а затем охлаждают в теплообменнике отходящими из колонны кислородом и азотом до температуры конденсации. Сжатый и охлажденный воздух поступает в змеевик 1, являющийся кипятильником в кубе 2 нижней колонны. В змеевике воздух конденсируется, отдавая тепло кипящей кубовой жидкости. Из змеевика ожиженный воздух проходит через дроссельный вентиль 3, где его давление снижается до 5 ат, и в качестве орошающей жидкости поступает в первую (нижнюю) ректификационную колонну 4. В результате ректификации в кубе нижней колонны собирается жидкость, обогащенная кислородом до 40—60%, а сверху —

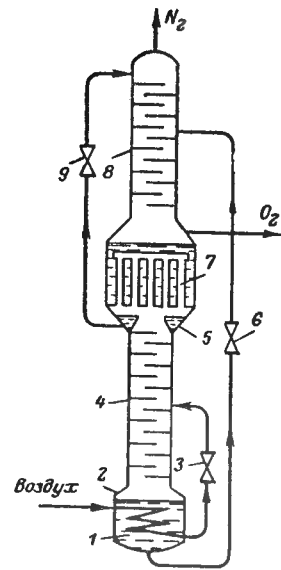


Рис. 5-9. Схема ректификационной колонны для разделения воздуха на кислород и азот.

пары азота, концентрация которых достигает 94—96% N₂. Пары азота конденсируются в трубах конденсатора 7, отдавая тепло кислороду, испаряющемуся в межтрубном пространстве. Около половины сконденсировавшегося азота в качестве орошающей жидкости стекает вниз по тарелкам первой колонны для обогащения кислорода, другая половина, улавливаемая карманами 5, проходит через дроссельный вентиль 9 и поступает с давлением около 1 ат на верхнюю тарелку верхней колонны 8 в качестве азотной флегмы. В качестве исходной смеси для разделения в верхнюю колонну через дроссельный вентиль 6 подается также и жидкость из испарителя 2. Поступая на среднюю тарелку верхней колонны и стекая вниз, она выделяет пары азота и обогащается кислородом. В результате ректификации в верхней части верхней колонны аппарат покидают пары практически чистого азота, а в нижней части верхней колонны — в межтрубном пространстве конденсатора 7 — собирается практически чистый кислород в виде жидкости. Там он испаряется, конденсируя при этом азот, поступающий в конденсатор из нижней колонны. Так же, как и газообразный азот, газообразный кислород направляют в теплообменники для охлаждения новой порции воздуха, поступающей на разделение.

В разделительных колоннах большой производительности (3 000—15 000 м³/ч кислорода) основную часть воздуха сжимают перед поступлением ее в установку только до давления, необходимого для обеспечения работы колонны двойной ректификации, — 5,5—6 ат; после охлаждения в теплообменных аппаратах эту часть воздуха подают в нижнюю колонну без дросселирования. Количество воздуха, необходимое для компенсации потерь, получают посредством процесса Линде с предварительным охлаждением или процесса Гей-ландта, используя для этого небольшую часть воздуха (5—12%), сжимаемую до высокого давления (около 40 ат) [Л. 81].

4) Установки для ректификации многокомпонентной смеси встречаются на практике чаще, чем установки для ректификации двухкомпонентной смеси. Для непрерывной ректификации многокомпонентных смесей применяют установки, состоящие из нескольких колонн. В каждой из них отделяется одна из составных частей смеси или смесь разделяется сначала на более простые по со-

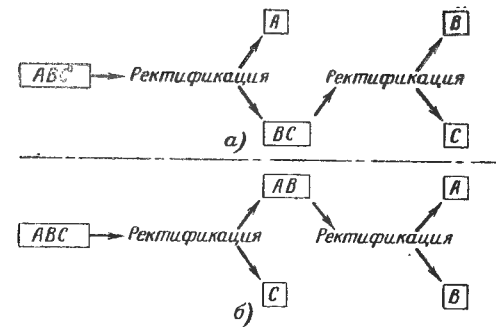


Рис. 5-10. Два варианта схемы разделения трехкомпонентной смеси.

а — первая схема; б — вторая схема.

ставу смеси, из которых в последующих по ходу процесса колоннах выделяются отдельные компоненты.

Для анализа процесса ректификации многокомпонентных смесей необходимо знать величины относительной летучести a компонентов, под которой понимают отношение давлений насыщения компонентов при данной температуре, т. е. отношение летучести P одного компонента (A) к летучести другого (B):

$$a_A = \frac{P_A}{P_B}.$$

Если три компонента A , B и C с относительной летучестью $a_A > a_B > a_C$ разделять на чистые вещества, то возможны две принципиальные схемы (рис. 5-10). Заметим, что если первая схема разделения возможна при любых условиях, то вторая схема работоспособна только при условии, что

$$a_B > \Sigma a_x, \quad (5-34)$$

где Σa_x — средняя относительная летучесть компонентов, собирающихся в остатке.

Выражение (5-34) можно сформулировать следующими словами: отделение в виде пара i -го компонента возможно только в том случае, если его относительная летучесть a_i больше средней относительной летучести всех

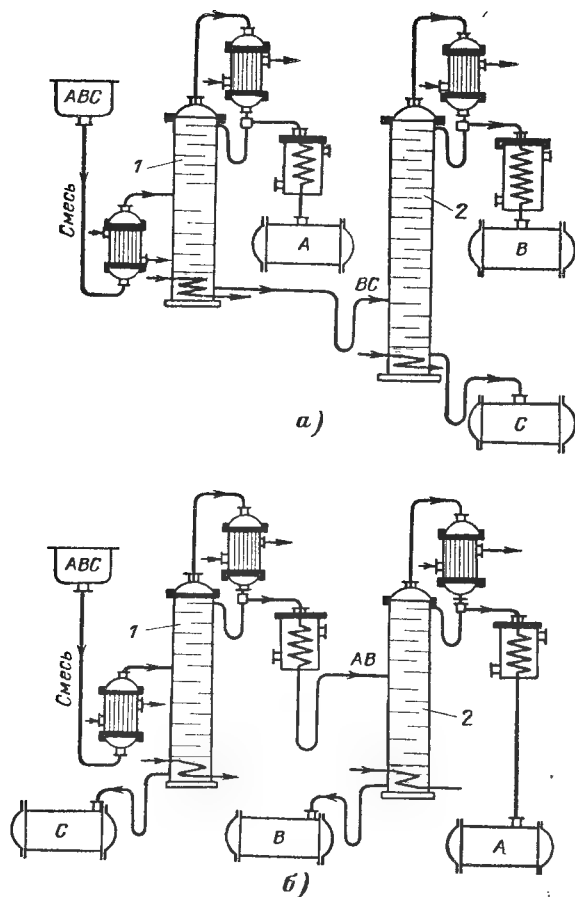


Рис. 5-11. Принципиальные схемы разделения трехкомпонентной смеси.

а — первая схема; б — вторая схема.

компонентов:

$$\sum ax = a_A x_A + a_B x_B + a_C x_C + \dots$$

Число колонн в установке на единицу меньше числа компонентов в исходной смеси. Так, для разделения тройной смеси требуются две колонны (рис. 5-11). По первой схеме в первой колонне отгоняется самый летучий

компонент *A*, а остаток в виде смеси *BC* поступает в следующую колонну, где и разделяется на компоненты *B* и *C*. По второй схеме в первой колонне отгоняется смесь *AB*, а в кубе остается высококипящий компонент *C*. Дальнейшее разделение смеси *AB* происходит в следующей колонне.

5) Установки для экстрактивной ректификации применяют при разделении компонентов с близкими температурами кипения или при разделении азеотропных смесей. Для повышения давления пара низкокипящего компонента применяют растворители избирательного действия, повышающие давление пара низкокипящего компонента в большей степени, чем давление пара высококипящего компонента. Применяемый растворитель должен быть менее летуч, чем компоненты исходной смеси.

В ректификационную колонну 1 (рис. 5-12) вводится исходная смесь *AB* и экстрагирующий компонент *E*. В результате ректификации в дистилляте оказывается труднорастворимый низкокипящий компонент *A*, а в остатке — смесь хорошо растворимого компонента *B* и экстрагирующего компонента *E*. Смесь *BE* поступает в следующую колонну 3 и в результате последующей ректификации разделяется на хорошо растворимый компонент *B*, отходящий в дистиллят, и экстрагирующий компонент *E*, собирающийся в остатке. После второй ректификации экстрагирующий компонент возвращается в колонну 1, т. е. он циркулирует замкнуто в двухколонной ректификационной установке.

При азеотропной ректификации применяют растворители, образующие с одним из компонентов азеотропную смесь с минимальной температурой кипения. Следовательно, при азеотропной ректификации растворитель удаляется с дистиллятом.

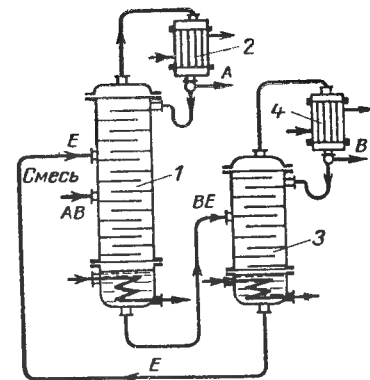


Рис. 5-12. Принципиальная схема экстрактивной ректификации.

1 — экстрактивная колонна; 2, 4 — флегматы; 3 — отгонная колонна.

В зависимости от принципа образования контакта фаз все массообменные аппараты можно разделить на три группы: 1) аппараты, в которых поверхность контакта создается в процессе движения потоков, — тарельчатые и большинство насадочных аппаратов; 2) аппараты с фиксированной поверхностью фазового контакта — пленочные аппараты; 3) аппараты, в которых поверхность фазового контакта создается путем подвода механической энергии извне, — роторные и центробежные аппараты.

Насадочные ректификационные колонны заполняют обычно кольцами Рашига размером 25 мм. Конструктивно они не отличаются от скрубберов и других смесительных теплообменных аппаратов с насадкой (см. гл. 4). Методика теплового, гидравлического и конструктивного расчета таких аппаратов также сходна с методикой расчета насадочных скрубберов и поэтому в настоящей главе не рассматривается.

Вследствие большого количества орошающей жидкости в ректификационных колоннах насадочного типа мало вероятно неполное смачивание насадки, и поэтому возможность образования сухого конуса в насадке практически отсутствует. Неравномерное распределение жидкости в колонне может, безусловно, ухудшить разделение компонентов, особенно при большом диаметре аппарата. Поэтому насадочные ректификационные колонны большой производительности не применяют; аппараты диаметром более 1 м применять не рекомендуется. Кроме того, вследствие различного количества смачивающей жидкости в укрепляющей и в истощающей частях колонны их диаметры обычно неодинаковы — сечение нижней части обычно больше сечения верхней части. Насадочные ректификационные колонны нашли применение главным образом в процессах с вакуумированием и при разделении химически агрессивных смесей.

Барботажные ректификационные колонны бывают с колпачковыми, ситчатыми или решетчатыми (провальными) тарелками. Наибольшее распространение получили колонны с колпачковыми тарелками.

Рабочее пространство колпачковой колонны разделено тарелками 1 на отдельные камеры (рис. 5-13, а). Каждая тарелка снабжена несколькими закрытыми колпачками 3 на патрубках 2, служащих для прохода пара, и одной или несколькими переливными трубами. На каждой тарелке поддерживается слой жидкости, через который из-под колпачков пробулькивает пар. Жидкость стекает с одной тарелки на другую по переливным трубам. Нижние концы этих труб погружены в жидкость на нижележащих тарелках, образуя гидравлические затворы, препятствующие прохождению пара снизу вверх по колонне без соприкосновения с жидкостью.

Ситчатые тарелки 1 (рис. 5-14, а) устанавливают по высоте колонны на определенном расстоянии одна от другой. Пар проходит снизу вверх через отверстия в тарелках 3 и при этом барботирует через слой жидкости, толщина которого определяется высотой верхних концов переливных труб 2. При нормальной работе ситчатой колонны жидкость не протекает через отверстия в тарелке, так как она поддерживается снизу давлением пара; она может стекать только через переливные устройства. При снижении производительности колонны, когда скорость поднимающегося пара мала, жидкость может протекать через отверстия тарелки, вследствие чего работа колонны

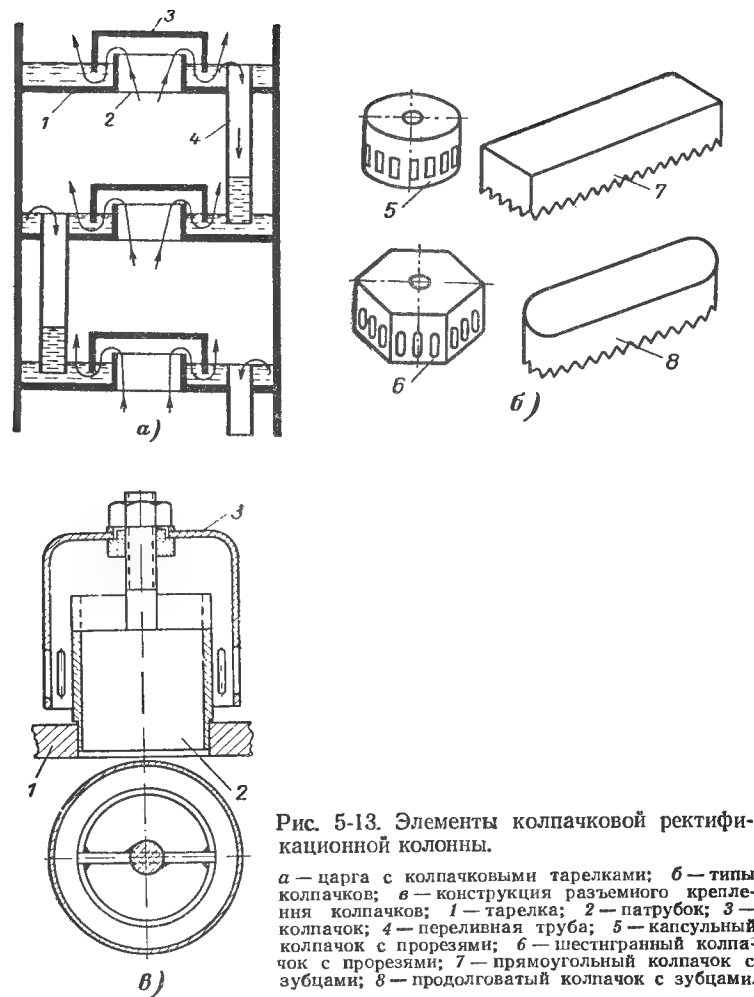


Рис. 5-13. Элементы колпачковой ректификационной колонны.

а — тарга с колпачковыми тарелками; б — типы колпачков; 1 — тарелка; 2 — патрубок; 3 — колпачок; 4 — переливная труба; 5 — капсульный колпачок с прорезями; 6 — шестигранный колпачок с прорезями; 7 — прямоугольный колпачок с зубцами; 8 — продолговатый колпачок с зубцами.

будет нарушена. С увеличением производительности гидравлическое сопротивление тарелки сильно возрастает, увеличивается скорость пара, в результате чего жидкость может уноситься вместе с паром в верхние камеры колонны.

В решетчатых (провальных) тарелках (рис. 5-14, б) переливные устройства отсутствуют, а поднимающийся пар и сливающаяся жидкость проходят через один и те же отверстия в виде щелей шириной 3—4 мм. Отсутствие переливных устройств существенно упрощает конструкцию решетчатых ректификационных колонн, од-

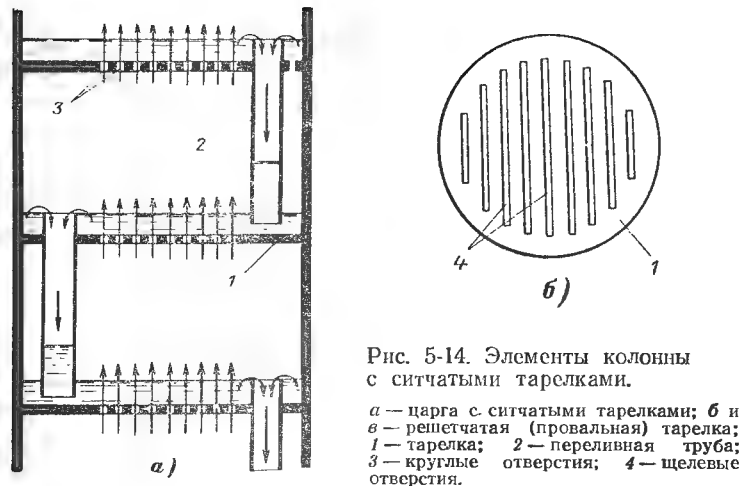


Рис. 5-14. Элементы колонны с ситчатыми тарелками.

a — царга с ситчатыми тарелками; *б* и *в* — решетчатая (провальная) тарелка; *1* — тарелка; *2* — переливная труба; *3* — круглые отверстия; *4* — щелевые отверстия.

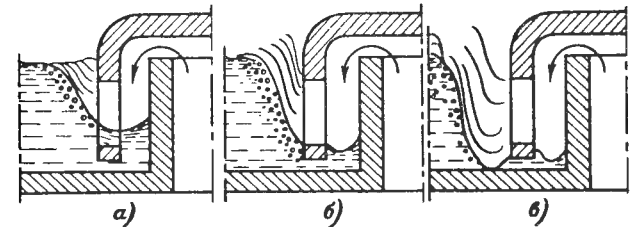
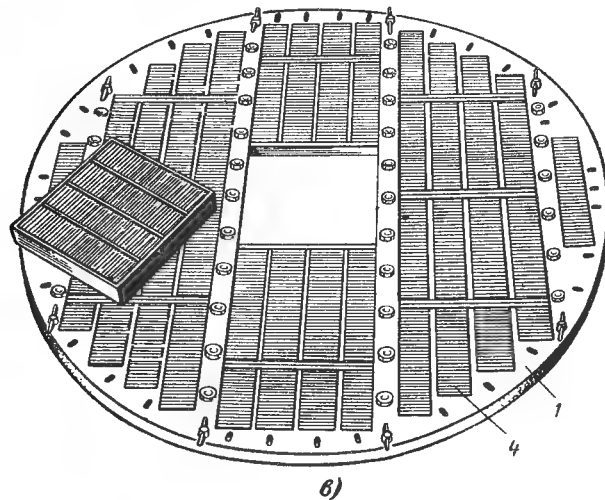


Рис. 5-15. Режимы барботажа на колпачковых тарелках.

a — неравномерный режим при недостаточной скорости газа; *б* — равномерный режим при оптимальной скорости газа; *в* — режим выноса капель и газовых струй.

нако утолщение струй уменьшает поверхность контакта фаз в таких аппаратах.

Все барботажные аппараты отличаются большим гидравлическим сопротивлением парового тракта, и поэтому целесообразно применять их преимущественно в тех случаях, когда ректификация ведется при повышенных давлениях, т. е. когда высокое сопротивление существенного влияния на расход энергии не оказывает.

Пленочные, инжекционные, роторные и другие ректификационные аппараты встречаются в промышленности реже и поэтому не рассматриваются (см. [Л. 4, 83]).

газа жидкость стекает вниз и через переливные трубы, и частично через отверстия в тарелках (рис. 5-16, *a*). К.п.д. тарелок при такой работе низок. По мере увеличения количества газа пузырьки выбрасываются из-под колпачков дальше, в слой жидкости, последняя вспенивается, и условия соприкосновения газа и жидкости улучшаются. На ситчатых тарелках увеличение расхода газа способствует прекращению протекания жидкости через отверстия тарелки. Тем не менее при той и другой конструкциях тарелок колонна работает в неравномерном режиме.

¹ Гидродинамика и гидравлическое сопротивление насадочных аппаратов рассмотрены в гл. 4.

2) Режим равномерной работы колонны наступает при дальнейшем увеличении скорости газа. В колпачковых колоннах этот режим соответствует работе колпачков полным сечением прорезей (рис. 5-15, б), а на ситчатых тарелках — прохождению газа через все отверстия (рис. 5-16, б).

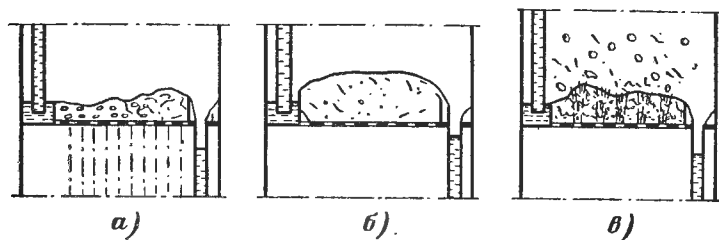


Рис. 5-16. Режимы барботаж на ситчатых тарелках.

а — неравномерный режим при недостаточной скорости газа; б — равномерный режим при оптимальной скорости газа; в — режим выноса капель и газовых струй.

3) Режим газовых струй и брызг наблюдается при $w > 0,9—1,1$ м/сек. При этом газ выходит из-под колпачков не отдельными пузырьками, а сплошным потоком, направляется вверх и оттесняет жидкость так, что вокруг колпачка образуется кольцевая щель (рис. 5-15, в). В ситчатых колоннах газ движется через жидкость в виде струй (факелов). Газ захватывает жидкость, увлекает ее вверх, в результате чего образуется слой пены и большое количество брызг, легко уносимых на вышележащую тарелку (рис. 5-16, в).

Надежная работа барботажных колонн с хорошей интенсивностью барботажа газа через жидкость может быть обеспечена при определенной скорости газа w_0 в прорезях колпачков или в отверстиях ситчатых колонн, которая может быть определена по формуле

$$w_0 = a \sqrt{\frac{g\rho_{\text{ж}}}{\xi\rho_{\text{г}}}} l, \text{ м/сек}, \quad (5-35)$$

где a — коэффициент, равный 1 для колпачковых тарелок и 0,67 для ситчатых тарелок; g — ускорение силы тяжести, м/сек²; ξ — коэффициент сопротив-

ления, имеющий следующие значения для различных тарелок:

Тарелки	Коэффициент сопротивления
Колпачковые	4,5—5
Ситчатые с живым сечением прорезей:	
$\phi = 0,07—0,1$	~1,8
$\phi = 0,15—0,2$	~1,4
Провальные (решетчатые) . .	1,4—1,5

$\rho_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{г}}$ — плотность жидкости и газа, кг/м³; l — высота прорези в колпачках или высота слоя жидкости на тарелке (для ситчатых тарелок), м.

Скорость газа или пара в свободном сечении колонны w определяется через w_0 из соотношения

$$w = \phi w_0, \quad (5-36)$$

где $\phi = 0,07—0,2$ — относительное проходное сечение прорезей или отверстий, равно отношению их общей площади на одной тарелке к площади поперечного сечения колонны.

Гидравлическое сопротивление барботажных тарелок определяется суммой сопротивлений: Δp_1 — сухой тарелки, Δp_2 — столба жидкости на тарелке и Δp_3 — сил поверхностного натяжения жидкости:

$$\Delta p_{\text{т}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3. \quad (5-37)$$

Сопротивление сухой тарелки определяется по формуле

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\rho_{\text{г}} w_0^3}{2}, \text{ кгс/м}^2. \quad (5-38)$$

Сопротивление столба жидкости на колпачковой тарелке

$$\Delta p_2 = 0,133 g m \rho_{\text{ж}} \left(e + \frac{l}{2} + \Delta h \right), \text{ кгс/м}^2, \quad (5-39)$$

на ситчатой тарелке

$$\Delta p_2 = 0,133 g m \rho_{\text{ж}} (h_{\text{п}} + \Delta h), \text{ кгс/м}^2, \quad (5-40)$$

где, кроме ранее принятых обозначений, m — отношение плотности пены к плотности чистой жидкости (принимают равным 0,5); e — разность высот между верхним краем прорези и сливным порогом

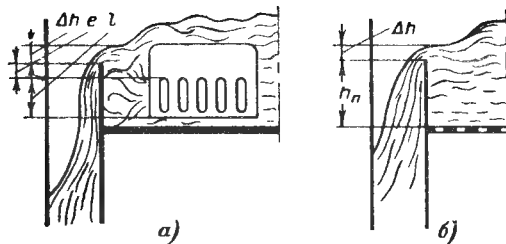


Рис. 5-17. К расчету сопротивления столба жидкости.

а — на колпачковой тарелке; б — на ситчатой тарелке.

(рис. 5-17), m ; l — высота прорези или верхнего среза отверстия, m ; $h_{п}$ — высота сливного порога, m ; Δh — высота уровня жидкости над сливным порогом, m .

Величина Δh определяется по формуле

$$\Delta h = \left(\frac{V_{ж}}{1,85\Pi m} \right)^{2/3}, m, \quad (5-41)$$

где $V_{ж}$ — объемный расход жидкости, $m^3/сек$; Π — периметр сливной перегородки или суммарный периметр переливных труб на одной тарелке, m .

Сопротивление Δp_3 , вызываемое силами поверхностного натяжения, определяется уравнением

$$\Delta p_3 = \frac{4\sigma}{9,81d}, кгс/м^2, \quad (5-42)$$

где σ — поверхностное натяжение, $кгс/м$; d — диаметр отверстий в ситчатой тарелке или эквивалентный диаметр прорези в колпачковой тарелке, m .

Для колпачковых тарелок принимают $\Delta p_3 = 0$.

Гидродинамика и гидравлическое сопротивление решетчатых (провальных) тарелок рассматриваются в специальной литературе [Л. 4, 64, 65, 83].

5-9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Число единиц переноса

Скорость перехода компонента из одной фазы в другую пропорциональна степени отклонения от равновесия, которую можно выразить как разность рабочей концен-

трации компонента в одной из фаз и равновесной концентрации в ней данного вещества. Эта разность концентраций является движущей силой процесса массообмена [Л. 64, 65]. Скорость перехода компонента пропорциональна также поверхности соприкосновения фаз. На этом основании уравнение массопередачи можно записать в следующем виде:

$$dM = k dF \Delta d\tau, \quad (5-43)$$

где M — количество вещества, перешедшее из одной фазы в другую, $кг$; k — коэффициент пропорциональности при массообмене, получивший название коэффициента массопередачи; dF — поверхность фазового контакта, $м^2$; Δ — движущая сила процесса массопередачи; $d\tau$ — время, $сек$.

Если dM отнесено к единице времени, уравнение (5-43) будет иметь вид:

$$dM = k \Delta dF. \quad (5-44)$$

Уравнения (5-43) и (5-44) называют основными уравнениями массопередачи. Они аналогичны уравнению теплопередачи: температурному напору соответствует движущая сила процесса массопередачи, количеству тепла — количество вещества, переходящее из одной фазы в другую, коэффициенту теплопередачи — коэффициент массопередачи.

Размерность коэффициента массопередачи:

$$[k] = \left[\frac{M}{F \Delta} \right] = \left[\frac{кг}{м^2 \cdot сек (ед. движ. силы)} \right].$$

Движущая сила Δ может быть выражена в виде разности молярных ($y^* - y$) и ($x^* - x$) или объемных концентраций ($кг/м^3$): $\Delta = C^* - C$, где C^* и C — соответственно равновесная и фактическая концентрации компонента в одной из фаз.

Размерность коэффициента массопередачи будет соответственно:

в первом случае

$$[k] = \left[\frac{кг}{м^2 \cdot сек (мол. доля)} \right],$$

во втором случае

$$[k_c] = \left[\frac{\frac{\kappa \text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек}} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{\frac{\text{м}^2 \cdot \text{сек}}{\text{м}^3}} \right] = \left[\frac{\text{м}}{\text{сек}} \right].$$

Если движущая сила Δ выражена в виде разности парциальных давлений ($\kappa \text{гс}/\text{м}^2$ или ат), то размерность коэффициента массопередачи выразится в виде

$$[k_p] = \left[\frac{\frac{\kappa \text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек}} \cdot \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}}{\frac{\text{м}^2 \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}} \right] = \left[\frac{\kappa \text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{ат}} \right].$$

Движущая сила Δ в массообменном аппарате (скруббере, градирне, ректификационной колонне, абсорбере, экстракторе) не остается постоянной по его высоте. Среднее значение движущей силы можно определять по формуле

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{2,3 \lg \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}, \quad (5-45)$$

где Δ_1 и Δ_2 — значения движущей силы на входе и на выходе из аппарата.

При условии $0,5 < \frac{\Delta_1}{\Delta_2} < 2$ среднюю движущую силу можно находить как среднеарифметическое ее значение:

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2}. \quad (5-46)$$

Обозначим полезную высоту аппарата через H , м ; площадь поперечного сечения его через S , м^2 ; удельную поверхность контакта фаз в единице объема аппарата через f , $\text{м}^2/\text{м}^3$. Тогда полезный объем аппарата $V = HS$, м^3 , а поверхность контакта фаз $F = HSf$, м^2 .

Перепишем уравнение массопередачи (5-44) в конечных величинах с новым значением поверхности F и с осредненным значением Δ :

$$M = kHSf\Delta_{\text{ср}}. \quad (5-47)$$

Если количество вещества M , перешедшее из жидкой фазы L в паровую G , выразить через соответствующие изменения концентрации фаз в начале и в конце аппара-

та, т. е. написать материальный баланс для массообменного аппарата в виде

$$M = G(y_1 - y_2) = L(x_1 - x_2) \quad (5-48)$$

и приравнять уравнения (5-47) и (5-48)

$$kHSf\Delta_{\text{ср}} = G(y_1 - y_2),$$

можно получить выражение для высоты аппарата:

$$H = \frac{G}{kSf} \frac{y_1 - y_2}{\Delta_{\text{ср}}}. \quad (5-49)$$

Множитель $\frac{y_1 - y_2}{\Delta_{\text{ср}}}$ представляет собой изменение рабочих концентраций на единицу движущей силы и называется числом единиц переноса n :

$$n = \frac{y_1 - y_2}{\Delta_{\text{ср}}}. \quad (5-50)$$

Одной единице переноса ($n=1$) соответствует участок аппарата, на котором изменение рабочих концентраций ($y_1 - y_2$) равно средней движущей силе $\Delta_{\text{ср}}$ на данном участке. Множитель $\frac{G}{kSf} = h$ в уравнении (5-49) соответствует высоте участка аппарата, равновеликого одной единице переноса, и называется высотой единицы переноса. Принятые определения позволяют выразить полезную высоту массообменного аппарата H как произведение числа единиц переноса на высоту единицы переноса:

$$H = nh. \quad (5-51)$$

В барботажных аппаратах трудно определить истинную поверхность соприкосновения фаз, и поэтому коэффициент массоотдачи в этих случаях относят к единице площади одной тарелки. Для одной тарелки уравнение массопередачи запишется в следующем виде:

$$M = G(y'' - y') = k_0 S_{\text{т}} \Delta_{\text{ср}}, \quad (5-52)$$

где y' и y'' — концентрации газа или пара перед тарелкой и после нее; k_0 — коэффициент массоотдачи, отнесенный к единице рабочей площади тарелки, $\kappa \text{г}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ($\kappa \text{г}/\kappa \text{г}$); $S_{\text{т}}$ — рабочая площадь тарелки, м^2 (площадь перфорированной части для ситчатых тарелок или площадь, на которой расположены колпачки).

С введением вышеприведенных понятий число единиц переноса, соответствующее одной тарелке, можно выразить как

$$n_0 = \frac{y'' - y'}{\Delta_{\text{ср}}} = \frac{k_0 S_T}{G}. \quad (5-53)$$

Число единиц переноса n_0 на каждую тарелку определяется числами переноса для газовой (паровой) фазы n_1 и для жидкой фазы n_2 . Его можно найти из уравнения

$$\frac{1}{n_0} = \frac{1}{n_1} + \frac{\text{tg } \gamma}{m} \frac{1}{n_2}, \quad (5-54)$$

где $m = L/G$ — удельный расход вещества; G — количество поднимающихся по колонне газов или паров, кг/ч ; L — количество опускающейся в колонне жидкости, кг/ч ; $\text{tg } \gamma$ — тангенс угла наклона линии равновесия в рассматриваемом сечении колонны.

Число единиц переноса в паровой фазе (n_1) и в жидкой фазе (n_2) для колпачковых и ситчатых тарелок ректификационных колонн можно найти по формулам [Л. 65]:

$$n_1 = \frac{D_r}{\omega} (0,79 \text{Re}_r + 11\,000) \frac{TP_0}{273P} \frac{S_T}{S}; \quad (5-55)$$

$$n_2 = 38\,000 \frac{S_T}{V_{\text{ж}}} D_{\text{ж}} (\text{Pr}'_{\text{ж}})^{0,62}, \quad (5-56)$$

где D_r и $D_{\text{ж}}$ — коэффициенты диффузии пара в паре и в жидкости.

Эти коэффициенты могут быть найдены по справочным таблицам или определены по следующим формулам: коэффициент диффузии пара в паре

$$D_r = \frac{0,0043 \cdot 10^{-4} T^{3/2}}{P (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \text{ м}^2/\text{сек}; \quad (5-57a)$$

коэффициент диффузии пара в жидкости

$$D_{\text{ж}} = \frac{1 \cdot 10^{-6}}{AB \sqrt{\mu} (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \text{ м}^2/\text{сек}, \quad (5-57b)$$

где ω — скорость пара в свободном сечении колонны, м/сек ; $\text{Re}_r = \omega \cdot l \rho_r / \mu_r$ — критерий Рейнольдса для пара при определяющем размере $l = 1$; $\text{Pr}'_{\text{ж}} = 3\,600 \mu_{\text{ж}} / D_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}$ — диффузионный критерий Пранд-

тля; T — средняя абсолютная температура пара, $^\circ\text{K}$; P — абсолютное давление в колонне, ат ; $P_0 = 1 \text{ ат}$ — давление при нормальных условиях; S_T — рабочая площадь тарелки, м^2 ; S — площадь сечения колонны, м^2 ; $V_{\text{ж}}$ — объемный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{сек}$; ρ_r — плотность пара, кг/м^3 ; μ_r — вязкость пара, снз ; $D_{\text{ж}(20)}$ — коэффициент диффузии пара в жидкости при 20°C , $\text{м}^2/\text{сек}$; A и B — поправочные коэффициенты для диффундирующего вещества и растворителя, характеризующие отклонение свойств вещества от свойств неассоциированных веществ, для которых этот коэффициент равен единице. Для газов поправочный коэффициент $A = 1$. Для воды $B = 4,7$, для этилового и метилового спиртов $B = 2$, для ацетона $B = 0,15$; μ — вязкость растворителя, снз ; M_A и M_B — молекулярные веса газа и растворителя; v_A и v_B — молекулярные объемы газов A и B , определяемые как сумма атомных объемов v элементов, входящих в состав соединений:

Элемент	Атомный объем v	Элемент	Атомный объем v
Водород	3,7	Углерод	14,8
Кислород:		Сера	25,6
в метиловом и сложных эфирах .	9,1	Хлор	24,6
в высших эфирах .	11,0	Бром	27,0
в кислотах	12,0	Воздух	29,9
в прочих соединениях	7,0	Бензольное кольцо (вычитать)	—15,0
Азот:		Нафталиновое кольцо (вычитать)	—30,0
в первичных аминах	10,5	Водород (H_2)	14,3
во вторичных аминах	12,0		
в прочих соединениях	15,6		

Коэффициент диффузии пара в жидкости при данной температуре t находят по соотношению

$$D_{\text{ж}} = D_{\text{ж}(20)} [1 + b(t - 20)]. \quad (5-58)$$

Температурный коэффициент b находят по формуле

$$b = \frac{0,2 \sqrt{\mu}}{\sqrt{\rho}},$$

где μ — вязкость растворителя при 20°C , спз ; ρ — плотность растворителя, кг/м^3 .

Число тарелок

Если принять с некоторым приближением, что жидкость на тарелке хорошо перемешана и имеет одинаковую концентрацию x , то изменение концентрации паров над тарелкой изобразится на x — y -диаграмме (рис. 5-18) вертикальным отрезком EF , равным $(y'' - y')$, где y' и y'' — концентрация низкокипящего компонента в парах соответственно на входе в тарелку и на выходе из нее. Равновесная концентрация y_p на тарелке также постоянна и изображается точкой G , лежащей на пересечении продолжения отрезка EF с линией равновесия OGO' .

Число единиц переноса на одну тарелку запишем с помощью уравнений (5-45) и (5-53):

$$n_0 = \frac{y'' - y'}{y_p - y'} = \frac{2,3 \lg \frac{y_p - y'}{y_p - y''}}{2,3 \lg \frac{y_p - y'}{y_p - y''}} = 2,3 \lg \frac{y_p - y'}{y_p - y''} = -2,3 \lg (1 - Q), \quad (5-59)$$

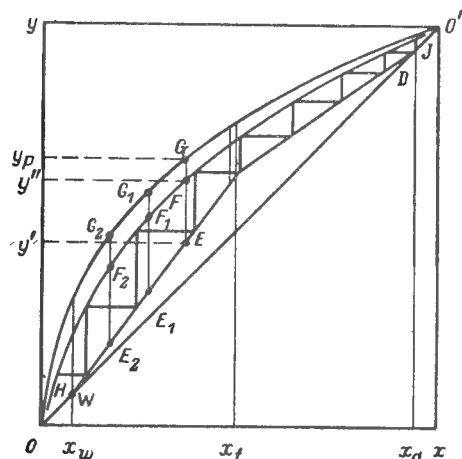


Рис. 5-18. Графическое определение числа тарелок с помощью кинетической и рабочих линий.

где Q — относительный коэффициент извлечения, равный:

$$Q = \frac{y'' - y'}{y_p - y'}. \quad (5-60)$$

Он показывает отношение количества сконденсировавшегося на тарелке пара к количеству пара, которое должно сконденсироваться, чтобы жидкость на тарелке была равновесной.

Таким образом, для графического определения действительного числа тарелок необходимо:

а) определить относительный коэффициент извлечения Q с помощью формулы (5-59);

б) провести на x — y -диаграмме ряд вертикальных отрезков E_1G_1 , E_2G_2 , E_3G_3 и т. д. между рабочими линиями и линией равновесия;

в) разделить эти отрезки в отношении $EF/EG = Q$;

г) через найденные точки F_1 , F_2 и т. д. провести линию HI , называемую кинетической кривой;

д) начиная от точки D , соответствующей концентрации пара и дистиллята на выходе из колонны x_d , вписать между кинетической кривой и рабочими линиями ступенчатую линию из вертикальных и горизонтальных отрезков (см. рис. 5-18) до пересечения с вертикальной линией, соответствующей концентрации жидкости в кубе (x_w);

е) число горизонтальных отрезков-ступенек между кинетической кривой и рабочей линией для укрепляющей части колонны равно числу тарелок в укрепляющей части колонны; число горизонтальных отрезков между кинетической кривой и рабочей линией исчерпывающей части колонны соответствует числу тарелок в исчерпывающей части колонны.

Конструктивные элементы ректификационной колонны

Определение расстояния между тарелками в колонне. Минимальное расстояние между тарелками в ректификационной колонне определяется из такого расчета, чтобы давление столба жидкости в переливной трубе было несколько больше гидравлического сопротивления тарелки. Такое неравенство перепадов обеспечивает нормальную работу гидравлического затвора, образуемого на тарелке переливной трубой.

Расстояние между тарелками h должно отвечать неравенству

$$h > 0,184 \frac{\Delta p}{\rho_{ж} g}, \text{ м}, \quad (5-61)$$

где Δp — сопротивление тарелки, кгс/см^2 ; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости, кг/м^3 .

Во избежание уноса жидкости в виде брызг расстояние между тарелками следует брать тем больше, чем выше скорость пара или газа в свободном сечении колонны. Следует, однако, иметь в виду, что с увеличением этого расстояния неизбежно увеличиваются высота и, следовательно, стоимость всей колонны. Обычно расстояния между тарелками принимали равным 0,2—0,6 м. Следует отметить, что в настоящее время проявляется тенденция к увеличению скорости пара и газа в массообменных колоннах и к уменьшению расстояния между тарелками. Для аппаратов, работающих при атмосферном давлении, теперь рекомендуется скорость пара и газа в свободном сечении в пределах 0,9—1,4 м/сек, а расстояние между тарелками — 0,08—0,20 м [Л. 64].

Диаметр колонны D . В колоннах с колпачковыми и ситчатыми тарелками его определяют по формуле

$$D = 0,0188 \sqrt{\frac{G_d (R+1)}{\gamma_{\text{п}} w}}, \text{ м}, \quad (5-62)$$

где G_d — производительность колонны по готовому продукту, кг/ч ; R — флегмовое число; $\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес пара, кг/м^3 ; w — скорость пара в свободном сечении колонны, м/сек.

Кроме определения w приведенным ранее способом, можно определять ее приближенно по эмпирической формуле:

$$w = A \gamma_{\text{п}}^{-m}, \quad (5-63)$$

где A и m — коэффициенты, зависящие от расстояния между тарелками:

h , мм	135	150	200	300	400	500
A	0,54	0,62	0,82	1,02	1,10	1,14
m	0,425	0,490	0,545	0,490	0,470	0,465

Колпачки и паровые патрубки. Колпачки выполняют круглыми, шестиугольными или прямоугольными (туннельные колпачки), рис. 5-13. Круглые колпачки изготовляют диаметром 80—100 мм, ширина прямоугольных колпачков — 70—150 мм. Высота прорезей в колпачках равна 25—50 мм, ширина — 2—7 мм, ширина зубца (простенка) между прорезями — 3—4 мм.

Общая площадь паровых патрубков под колпачками для прохода пара составляет 10—20% от свободного сечения колонны. Площадь для прохода пара под колпачками — в промежутке между патрубком и колпачком — должна быть равной примерно площади проходного сечения патрубка.

Переливные трубы. Эти трубы рассчитывают по допускаемой скорости флегмы, которая должна находиться в пределах 0,15—0,20 м/сек. Общая площадь слива составляет обычно 5—10%

от свободного сечения колонны. Диаметр переливной трубы можно определить по формуле

$$d_c = 0,18 \frac{V'_{\text{сек}}}{m h_{\text{ж}}^{3/2}}; \quad (5-64)$$

где $V'_{\text{сек}} = GR/3600 \gamma_{\text{ж}}$ — секундный объем жидкости в колонне, $\text{м}^3/\text{сек}$; R — флегмовое число; m — число переливных трубок

на тарелке; $h_{\text{ж}} = \sqrt[3]{\left(\frac{V'_{\text{сек}}}{1,773 \Pi}\right)^2}$ — высота напора жидкости, м; $\Pi = m \pi d_c$ — периметр слива, м.

Высота насадочной ректификационной колонны. Эта величина определяется на основе найденной расчетом высоты единицы переноса и числа необходимых единиц переноса. Сначала находят диффузионный критерий Прандтля по формуле

$$\text{Pr}'_r = \frac{3600 \mu_r}{D \rho_r}, \quad (5-65)$$

где μ_r — вязкость, снз ; ρ_r — плотность, кг/м^3 ; D — коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{сек}$.

Затем определяют высоту единицы переноса h для исчерпывающей части колонны в режиме подвисялая по формуле [Л. 63, стр. 693]

$$h = 28,6 d_{\text{экв}} \text{Re}_r^{0,2} (\text{Pr}'_r)^{0,65}, \text{ м}, \quad (5-66)$$

где $d_{\text{экв}} = 4v/f$ — эквивалентный диаметр, м; v — свободный объем, $\text{м}^3/\text{м}^2$; f — удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$; Re_r и Pr'_r — критерии Рейнольдса и Прандтля для пара.

Аналогично находят высоту единицы переноса для укрепляющей части колонны.

Графическим методом (рис. 5-18) определяют число единиц переноса; затем находят высоту насадки для исчерпывающей и укрепляющей частей колонны как сумму

$$H = n_1 h_1 + n_2 h_2.$$

Размеры дистилляционного куба. В теплотехническом отношении дистилляционный куб представляет собой однокорпусный выпарной аппарат, предназначенный для выпаривания определенного количества жидкости в заданное время. Методика расчета поверхности теплообмена дистилляционных кубов аналогична методике расчета рекуперативных теплообменников (гл. 1). В конструктивном отношении дистилляционный куб представляет собой вертикальный (реже горизонтальный) цилиндр, служащий одновременно опорой для ректификационной колонны или установленный отдельно от колонны и связанный с ней трубопроводами для циркуляции жидкости и для отвода образующегося пара (рис. 5-19).

Размеры дистилляционного куба принимают в зависимости от производительности ректификационной колонны и режима ее рабо-

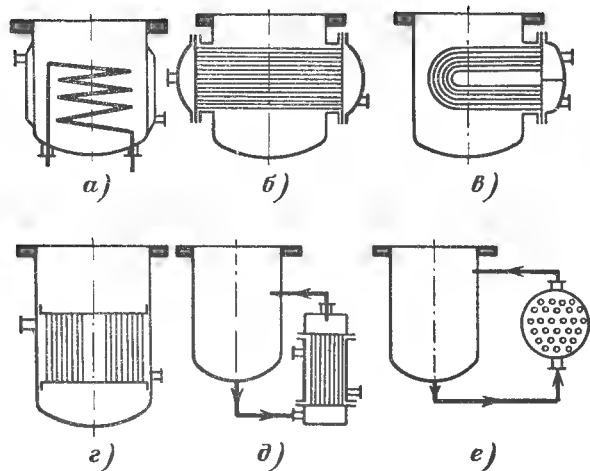


Рис. 5-19. Схемы включения поверхности нагрева в дистилляционных кубах ректификационных колонн.

а — куб со змеевиковым кипятыльником; *б* — куб с кипятыльником из горизонтальных прямых труб; *в* — куб с кипятыльником из U-образных труб; *г* — куб с греющей камерой из вертикальных труб и с циркуляционной трубой; *д* — куб с выносным вертикальным кожухотрубчатый кипятыльником; *е* — куб с выносным горизонтальным кожухотрубчатый кипятыльником.

ты. Объем дистилляционного куба колонны периодического действия должен соответствовать объему жидкости, заливаемой на один цикл. Размеры дистилляционного куба колонны непрерывного действия должны обеспечивать размещение в нем необходимой поверхности нагрева и иметь емкость, соответствующую 5—10 мин работы насоса, на случай прекращения подачи сырья. Расстояние от уровня жидкости внизу колонны до нижней тарелки принимают равным от 1 до 2 м, что необходимо для равномерного распределения поступающего из кипятыльника пара по сечению колонны и для отделения из пара капель.

Отбойные устройства. В процессе ректификации всегда происходит унос жидкости с паром с нижележащих тарелок на верхние и особенно унос жидкости с верхней тарелки в дефлегматор. В некоторых ректификационных колоннах при вводе сырья в питательную секцию возможно увлечение потоком пара частиц жидкости с нелетучими соединениями: смолой, золой и др. Поскольку унос жидкости может привести к снижению качества дистиллята, считают целесообразным во всех колонных аппаратах установку отбойных устройств над верхней тарелкой. Разработана и методика расчета отбойных устройств [Л. 4]. Влияние уноса жидкости на качество отбираемого из колонны дистиллята особенно сильно сказывается в аппаратах с небольшим числом тарелок, при работе с малым флегмовым числом и с малыми отборами дистиллята. Если экономическим анализом установлено, что стоимость колонны с отбойными устрой-

ствами меньше стоимости колонны с увеличенным числом тарелок, целесообразно ставить отбойные устройства не только над верхней, но и между нижележащими тарелками.

Отбойные устройства должны быть просты по конструкции и отличаться малым весом и низкой стоимостью, а также быть удобными в монтаже и в обслуживании и обладать малым гидравлическим сопротивлением при высокой эффективности сепарации.

Для сепарации капель жидкости из потока пара в колоннах нефтяной и химической технологии применяют преимущественно отбойники — сепараторы ударного типа. На рис. 5-20 показаны отбойники, применяемые в атмосферных и вакуумных колоннах первичной перегонки нефти. На рис. 5-20, *а* приведена принципиальная схема работы отбойника из сеток или насадок, на рис. 5-20, *б* — отбойник из вертикально установленных угольников, на рис. 5-20, *в* — отбойник с наклонно расположенными элементами или с насадкой. В отбойном устройстве отсепарированная жидкость стекает из насадки навстречу восходящему потоку пара, а в отбойниках из вертикально и наклонно установленных пластин или угольников она стекает по элементам в специальное устройство с гидрозатвором, а затем выводится из системы.

Дефлегматоры и конденсаторы-холодильники. В ректификационных установках большой производительности эти элементы оформляют конструктивно в виде трубчатых теплообменников. Для повышения ректифицирующего действия дефлегматора очень важно отводить конденсат по мере его образования, препятствуя его дальнейшему продолжительному контакту с паром. Поэтому целесообразно, где это возможно, помещать дефлегматор внутри колонны над верхней тарелкой, не вынося его наружу. Иногда дефлегматор разбивают на две части: одну из них располагают в колонне, а другую выносят в виде самостоятельного аппарата. Если дефлегматор устанавливается внутри колонны, то его охлаждающие трубы следует располагать горизонтально, чтобы облегчить доступ к нему и очистку труб. Иногда дефлегматор выполняют в виде двух поставленных одна над другой секций, включенных последовательно по воде.

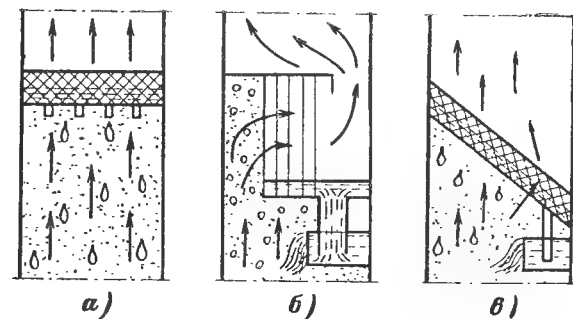


Рис. 5-20. Принципиальные схемы работы отбойных устройств для ректификационных колонн.

5-10. СРАВНЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Сравнение конструкций и опыт эксплуатации насадочных и барботажных ректификационных колонн дают основание сделать некоторые рекомендации в выборе типа аппарата.

Насадочные колонны наиболее просты в конструктивном отношении, относительно дешевы по капитальным затратам и отличаются малым гидравлическим сопротивлением в эксплуатации [Л. 21]. При изготовлении насадочных аппаратов можно применять дешевые коррозионностойкие материалы: керамику, стекло, фарфор и др. Вместе с тем насадочные аппараты отличаются большим весом и требуют устройства прочных фундаментов; они непригодны для работы с малыми расходами жидкости при больших расходах пара (или газа), так как при этом трудно обеспечить хорошую смачиваемость насадки. Из-за возможности засорения и залипания насадки насадочные колонны мало пригодны для обработки жидкостей с механическими примесями.

Тарельчатые ректификационные колонны надежны в работе при любых малых расходах жидкости и обеспечивают хороший барботаж пара через жидкость. Отсутствуют затруднения при работе барботажных колонн с загрязненными жидкостями. При равной производительности вес барботажных (тарельчатых) колонн значительно меньше веса насадочных колонн. Барботажные колонны наиболее пригодны для разделения в них смесей с механическими примесями. Однако конструктивно тарельчатые ректификационные колонны более сложны. Применение коррозионностойких неметаллических материалов для их изготовления очень затруднительно. Тарельчатые колонны отличаются обычно в 3—5 раз большим гидравлическим сопротивлением, чем насадочные.

Чаще других применяют ректификационные колонны с колпачковыми тарелками. Колонны с ситчатыми и решетчатыми (провальными) тарелками применяют при разделении незагрязненных жидкостей с незначительными колебаниями ее расхода. Сравнивая колпачковые и ситчатые колонны, можно отметить также, что с увеличением скорости пара гидравлическое сопротивление в колпачковых возрастает быстрее, чем в ситчатых [Л. 36]. При малых скоростях пара к. п. д. ситчатых тарелок выше, чем у колпачковых, однако с увеличением скорости их к. п. д. сближаются. Унос жидкости с ситчатых тарелок (примерно на 20%) превышает унос с колпачковых тарелок.

5-11. ПУТИ ЭКОНОМИИ ТЕПЛА В РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ

Расход тепла на ректификацию жидких смесей весьма велик, причем большая часть его обуславливается повторным испарением флегмы, возвращаемой в колонну. Тепло, уносимое из колонны кубовым остатком и дистиллятом, относительно невелико и в значительной степени может быть использовано в пределах самой установки на нагревание исходной жидкой смеси.

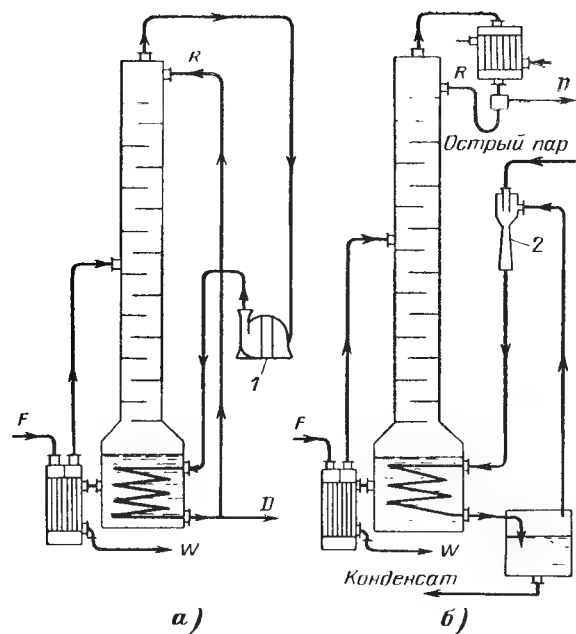


Рис. 5-21. Схемы ректификационных установок с тепловыми насосами.

а — использование тепла пара низкокипящего компонента; б — использование пара вторичного вскипания конденсата из греющей трубки дистилляционного куба; 1 — турбокомпрессор; 2 — инжектор.

Наибольшего эффекта в экономии тепла можно достичь путем использования скрытой теплоты испарения уходящих из колонны паров низкокипящего компонента. Используя тепло этих паров, можно резко сократить расход охлаждающей воды в дефлегматоре и конденсаторе-холодильнике.

Однако давление паров из колонны невелико (около 1 ат), и поэтому их нельзя транспортировать на значительные расстояния. Вследствие этого иногда представляется целесообразным применение теплового насоса для повышения давления и температуры паров низкокипящего компонента с целью использования их в качестве теплоносителя в дистилляционном кубе ректификационной колонны (рис. 5-21, а). После отдачи парами тепла и их конденсации часть жидкости направляют в виде

флегмы в колонну, а часть выводят из установки в качестве готового продукта. Следует, однако, иметь в виду, что степень сжатия паров в описываемой схеме может оказаться выше экономически целесообразной, так как при равных давлениях температура кипения кубового остатка всегда выше температуры кипения низкокипящего компонента. Тепловой насос не выгоден при степени сжатия выше двух, поэтому область его рационального применения ограничена процессами ректификации смесей с близкими температурами кипения чистых компонентов.

В некоторых случаях может оказаться целесообразным использование эффекта самовскипания конденсата греющего пара из трубчатки дистилляционного куба и последующего сжатия пара самовскипания при помощи струйного насоса (рис. 5-21, б). Расчеты показали, что применение инжектора экономически выгодно до тех пор, пока требуемое повышение температуры конденсации сжимаемого пара не превышает 10—15°С.

Может оказаться выгодным использование скрытой теплоты уходящих из колонны паров низкокипящего компонента для испарения воды в дефлегматоре, т. е. совмещение дефлегмации с производством водяного пара. Образующийся в дефлегматоре водяной пар может быть использован после сжатия его в компрессоре для обогрева дистилляционного куба. Применение такой схемы должно быть обосновано экономическим расчетом.

Наконец, во всех случаях следует сводить к минимуму потери тепла в окружающую среду через стенки колонны вопреки существующему мнению, что потери тепла в окружающую среду, обуславливая увеличение количества стекающей в колонне флегмы, улучшают работу колонны.

5-12. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БАРЕТАЖНОЙ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

1. Уточняют исходные данные: количество смеси G_f , кг/ч; весовые концентрации исходной смеси a_f ; весовую концентрацию в дистилляте a_d ; весовую концентрацию в кубовом остатке a_w . Выбирают тип колонны, общее давление в аппарате и греющий теплоноситель.

2. Совместным решением уравнений материального баланса (5-1) и (5-2) определяют весовые количества дистиллята D и кубового остатка W .

3. Строят x — y -диаграмму для разгоняемой смеси при выбранном давлении в колонне. Для этого:

а) задаются несколькими значениями температур, лежащими между температурами кипения чистых компонентов;

б) по справочным таблицам находят давления паров чистых компонентов и определяют значения x и y по формулам (5-8) и (5-9). Результаты расчета сводят в таблицу равновесия смеси (см. табл. 5-1)¹;

в) в выбранном масштабе строят y — x - и t — x — y -диаграммы (см. стр. 204);

4. Определяют минимальное флегмовое число (рис. 5-22). Для этого:

а) составы смеси a_f , a_w и a_d выражают в молярных долях по формулам (5-3) и (5-4) и находят значения: x_f , x_w и x_d ;

б) на y — x -диаграмму наносят точку W с координатами $x_w = y_w$ и точку D с координатами $x_d = y_d$. На кривой равновесия наносят также точку F'' с абсциссой x_f ;

в) из точки D проводят через точку F'' прямую DM' , которая отсекает на оси ординат отрезок B'' ;

г) определив в масштабе оси ординат величину B'' , по формуле (5-19) находят минимальное флегмовое число. Можно найти это число и без графического построения по формуле (5-18).

5. Выбирают коэффициент избытка флегмы ϕ в пределах от 1,5 до 2,5 и находят рабочее флегмовое число $R = \phi R_{\min}$.

6. На x — y -диаграмме строят рабочие линии для укрепляющей и исчерпывающей частей колонны. Для этого:

а) по формуле $B = \frac{x_d}{R+1}$ определяют отрезок B , отсекаемый рабочей линией укрепляющей части колонны, откладывают в масштабе диаграммы его значение на оси ординат и через полученную точку M проводят прямую DM ;

б) через точку W и точку F , полученную как пересечение вертикали с абсциссой x_f и рабочей линии DM , проводят рабочую линию исчерпывающей части колонны WF .

7. Определяют объемные расходы жидкости и паров в колонне. Для этого:

а) определяют весовое количество поднимающихся в колонне паров по формуле

$$G_v = D(R + 1);$$

б) определяют количество стекающей жидкости в укрепляющей части колонны по формуле

$$G_R = DR;$$

в) определяют количество стекающей жидкости в исчерпывающей части колонны по формуле

$$G_{R+F} = G_R + G_F;$$

г) определяют средний молярный состав паров в колонне. По рабочим линиям (рис. 5-22, а) определяют концентрацию паров y_f в точке F , соответствующей концентрации исходной смеси. Определяют средний молярный состав паров в верхней части колонны

¹ Составлено по примерам (19-1) — (19-7) [Л. 65].

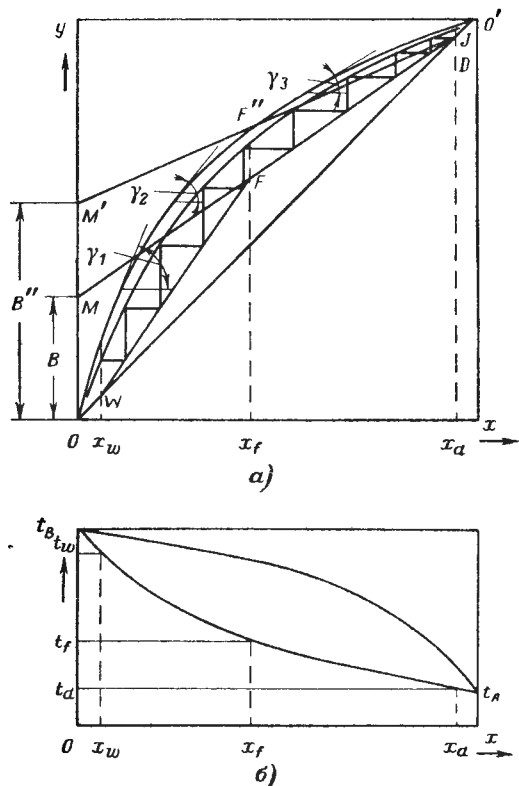


Рис. 5-22. Определение $R_{\min}$ и числа тарелок по числу единиц переноса для ректификационной колонны.

a — диаграмма равновесия концентраций; b — диаграмма кипения и конденсации растворов.

($y_d = x_d$) как

$$y' = \frac{y_f + y_d}{2}$$

и в нижней части колонны ($y_w = x_w$) как

$$y'' = \frac{y_w + y_f}{2}$$

Средний молярный состав паров в колонне

$$y_{\text{ср}} = \frac{y' + y''}{2};$$

д) по t — x — y -диаграмме находят температуру пара $t_{\text{ср}}$, соответствующую среднему составу паров $y_{\text{ср}}$ в колонне;

е) по найденной температуре $t_{\text{ср}}$, молекулярному весу пара M и абсолютному давлению в колонне P , кгс/м^2 , находят среднюю плотность паров ρ :

$$\rho_{\text{п}} = \frac{MP}{RT}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R = 840 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$ — универсальная газовая постоянная;

$$T = (273 + t_{\text{ср}}), ^\circ\text{K};$$

ж) определяют объемный расход пара

$$V_{\text{п}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{п}}};$$

з) находят среднюю концентрацию жидкости в верхней части колонны $x' = \frac{x_f + x_d}{2}$ и среднюю плотность жидкости по формуле

$$\rho' = \rho_A x' + \rho_B (1 - x'),$$

где ρ_A и ρ_B — плотности низкокипящего и высококипящего компонентов, кг/м^3 ;

и) находят среднюю концентрацию жидкости

$$x'' = \frac{x_w + x_f}{2}$$

и среднюю плотность жидкости в нижней части колонны по формуле

$$\rho'' = \rho_A x'' + \rho_B (1 - x'');$$

к) находят среднюю плотность жидкости в колонне

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{\rho' + \rho''}{2};$$

л) определяют объемный расход жидкости в верхней части колонны

$$V_{R_{\text{ж}}} = \frac{G_R}{\rho_{\text{ж}}}$$

и объемный расход жидкости в нижней части колонны

$$V_{(R+F)_{\text{ж}}} = \frac{G_{R+F}}{\rho_{\text{ж}}}.$$

8. Выбирают скорость пара. Для ситчатой колонны:

а) принимают диаметр отверстий $d = (0,8 - 1,3) \text{ мм}$;

б) принимают шаг между отверстиями $t = (3,2 - 3,5) \text{ мм}$ с таким расчетом, чтобы живое сечение отверстий ϕ было в пределах $0,07 - 0,2$;

в) принимают высоту сливного порога $h_{\text{п}} = (10 - 30) \text{ мм}$;

г) выбирают периметр (ширину) сливного порога Π . При сегментных переливах ширину порога принимают равной $0,6 - 0,7$ от диаметра тарелки. Для трубчатых переливов общее сечение труб

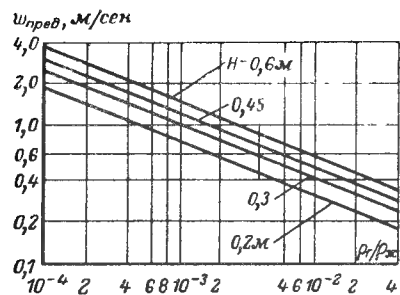


Рис. 5-23. График для определения предельной скорости пара в свободном сечении при различных расстояниях H между тарелками.

т. е. найденное значение ω_0 обеспечит равномерный режим на тарелках по всей высоте колонны;

з) по формулам (5-35) и (5-36) или по формуле (5-63) определяют скорость пара в свободном сечении колонны;

и) задаются расстоянием между ситчатыми тарелками [$H = (70—300)$ мм] и по графику рис. 5-23 с учетом поправки на конструкцию тарелки при известном отношении $\rho_{\text{ж}}/\rho_{\text{п}}$ находят предельную скорость пара в свободном сечении колонны;

к) принимают рабочую скорость пара в колонне несколько меньшей предельной $\omega_p = 0,9 \omega_{\text{пред}}$, но более высокой, чем ω_0 , для того, чтобы обеспечить равномерный режим работы тарелки.

9. По формуле (5-62) определяют диаметр колонны.

10. Проверяют принятое расстояние между тарелками. Для этого определяют общее гидравлическое сопротивление тарелки как сумму:

а) сопротивления сухой тарелки Δp_1 — по формуле (5-38);

б) сопротивления столба жидкости на тарелке Δp_2 — по формуле (5-40);

в) сопротивления Δp_3 , вызываемого силами поверхностного натяжения, — по формуле (5-42).

Суммарное сопротивление тарелки составит:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3.$$

Далее по формуле (5-61) проверяют расстояние между тарелками.

11. Определяют число единиц переноса на одну тарелку для паровой фазы, для чего:

а) при определяющем размере $l=1$ находят критерий Рейнольдса для пара по формуле

$$Re = \frac{\omega \cdot l \rho_p}{\mu_p};$$

должно быть таким, чтобы скорость стока жидкости была равна (0,15—0,2) м/сек;

д) определяют по формуле (5-41) высоту уровня жидкости над сливным порогом в нижней части колонны;

е) находят высоту слоя жидкости на тарелке $l = h_{\text{п}} + \Delta h$;

ж) по формуле (5-35) определяют скорость пара в отверстиях, соответствующую началу равномерной работы тарелки. В верхней части колонны расход жидкости $V_{\text{жж}}$ и, следовательно, Δh и ω_0 будут меньше,

б) выбрав ширину переливного порога ($P/D = 0,6—0,7$, п. 8, г), находят центральный угол сегмента, занятого переливным устройством:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{P}{D},$$

откуда по тригонометрическим таблицам находят угол α ;

в) находят площадь переливного устройства

$$S_{\text{сл}} = \frac{D^2}{8} \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \right), \text{ м}^2;$$

г) определяют рабочую площадь тарелки

$$S_{\text{т}} = \frac{\pi D^2}{4} - S_{\text{сл}};$$

при двух сливах на одной тарелке

$$S = \frac{\pi D^2}{4} - 2S_{\text{сл}};$$

д) при средней температуре пара, найденной в п. 7, д настоящего параграфа, по формуле (5-55) находят число единиц переноса на тарелку для паровой фазы (оно одинаково для верхней и нижней частей колонны).

12. Определяют число единиц переноса на тарелку для жидкой фазы, для чего:

а) по формулам (5-57) и (5-58) или по справочным таблицам находят коэффициент диффузии пара в жидкости $D_{\text{ж}}$, м²/сек, а также $\rho_{\text{ж}}$, кг·сек²/м⁴, и $\mu_{\text{ж}}$, кг·сек/м²;

б) определяют диффузионный критерий Прандтля $Pr' = 3600 \mu_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} D_{\text{ж}})$;

в) исходя из объемного расхода жидкости $V_{\text{жж}}$, по формуле (5-56) находят число единиц переноса для верхней части колонны;

г) аналогично по объемному расходу жидкости $V_{(\text{г}+\text{ф})\text{ж}}$ находят число единиц переноса для нижней части колонны.

13. Определяют число тарелок в колонне, для чего:

а) находят отношение $m = L/G$ для верхней части колонны

$$m = \frac{R}{R+1}$$

и для нижней части колонны

$$m = \frac{R+F}{R+1};$$

б) так как угол наклона γ касательной к линии равновесия в каждой ее точке имеет свое значение, при помощи x — y -диаграммы (рис. 5-22) определяют значение $\text{tg } \gamma$ для некоторых концентраций жидкости x ; затем по формуле (5-54) вычисляют n_0 и по формуле (5-59) значение Q . Результаты расчетов сводят в таблицу.

x	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\lg \gamma$									
m									
n_0									
Q									

в) на x — y -диаграмме строят кинетическую кривую HI и, вписывая ступенчатую линию между рабочими и кинетической линиями от точки D , находят число тарелок в нижней и верхней частях ректификационной колонны.

14. По формуле (5-61) определяют расстояние между тарелками, после чего определяют рабочую высоту колонны H .

15. Конструируют колпачки, паровые патрубки, переливные трубы, сепарирующие устройства и другие мелкие элементы колонны.

16. Определяют расход тепла на ректификацию смеси, для чего:
а) по таблицам физико-химического справочника строят t — x — y -диаграмму (см. рис. 5-1);

б) на t — x — y -диаграмме находят температуры кипения: исходной смеси t_F , соответствующую концентрации x_f , дистиллята t_d , соответствующую точке x_d , и кубового остатка t_w , соответствующую точке x_w ;

в) по справочнику находят значения удельных теплоемкостей c_A и c_B и теплот испарения r_A и r_B чистых компонентов;

г) определяют значения удельных теплоемкостей и скрытых теплот смесей для x_f , x_w и x_d по формулам:

$$c = c_A x + c_B (1 - x);$$

$$r = r_A x + r_B (1 - x);$$

д) определяют:

расход тепла на испарение флегмы по уравнению (5-23):

$$q_{\Phi} = R(i_v - i_f);$$

расход тепла на нагревание кубового остатка:

$$q_{\text{ост}} = W(i_w - i_f);$$

расход тепла на испарение дистиллята:

$$q_{\text{дист}} = 1(i_v - i_d);$$

общий расход тепла в кубе по уравнению (5-24):

$$Q = (q_{\Phi} + q_{\text{ост}} + q_{\text{дист}})D.$$

17. По формуле (5-25) определяют тепловую нагрузку и расход воды в дефлегматоре.

18. По формуле (5-27) определяют тепловую нагрузку и расход воды в холодильнике-конденсаторе.

19. По методике, изложенной в гл. I, производят тепловые и конструктивные расчеты поверхности нагрева дистилляционного куба, дефлегматора и холодильника-конденсатора.

20. Подбирают контрольно-измерительные приборы, арматуру и вспомогательное оборудование: бабки, насосы, конденсатоотводчики, контрольные фонари, отстойники и др.

21. Разрабатывают систему автоматического регулирования.

22. Рассчитывают и конструируют тепловую изоляцию ректификационной установки.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. В чем заключается физическая сущность ректификации? В чем различие между выпариванием и ректификацией? Где применяется ректификация?

2. Составьте материальный баланс для одной тарелки. Выразите молярные составы смеси через весовые.

3. Сформулируйте и запишите в виде формулы закон Рауля.

4. Как строятся диаграммы кипения и конденсации (t — x — y) и равновесия (y — x)?

5. Какие допущения используются при анализе тепло- и массообмена в ректификационной колонне?

6. Напишите уравнения рабочих линий для укрепляющей и для исчерпывающей частей колонны. Как построить их на y — x -диаграмме?

7. Как находят минимальное и оптимальное флегмовое число?

8. Опишите графический метод определения числа теоретических тарелок. Что при этом означают горизонтальные и вертикальные участки ступенчатой линии на y — x -диаграмме?

9. Составьте тепловой баланс ректификационной колонны.

10. Нарисуйте принципиальную схему работы ректификационной колонны периодического действия. Назовите два возможных режима ее работы.

11. Изобразите на y — x -диаграмме эти два режима работы. Каким из них удобнее пользоваться на практике?

12. Перечислите основные назначения и принципы работы ректификационных установок непрерывного действия.

13. Что такое движущая сила процесса ректификации и как ее изобразить на y — x -диаграмме?

14. Изобразите конструктивную схему колонны для получения кислорода и азота из воздуха.

15. Изобразите схемы и перечислите необходимые условия для разгонки многокомпонентных смесей.

16. Что такое экстрактивная ректификация?

17. Назовите основные конструктивные типы ректификационных колонн и охарактеризуйте принципы их работы.

18. Какие гидравлические режимы работы возможны в барботажной колонне?

19. Чем определяется оптимальный режим барботажной колонны? Из чего складывается ее гидравлическое сопротивление?

20. Напишите основное уравнение массопередачи. Что такое коэффициент массопередачи и какова его размерность?

21. Напишите уравнение средней движущей силы массообмена.

22. Выведите уравнение для определения высоты ректификационной колонны.

23. Что понимается под единицей переноса? Что называется числом единиц переноса?

24. Выразите уравнение числа единиц переноса n_0 для одной тарелки через числа переноса для паровой n_1 и газовой n_2 фаз, удельный расход вещества m и угол наклона линии равновесия γ .

25. Как определяют число тарелок с помощью кинетической кривой на диаграмме равновесия?

26. Чем определяется расстояние между тарелками и высота колонны?

27. Как определяют диаметр колонны?

28. Что лежит в основе определения размеров дистилляционного куба, дефлегматора и конденсатора? Каково их конструктивное оформление?

29. Изобразите схемы использования вторичного тепла в ректификационной установке.

30. Сравните конструктивные формы ректификационных колонн.

Глава шестая

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

6-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Всякое охлаждение основано на теплообмене между охлаждающим и охлаждаемым телами. Любой природный процесс, сопровождающийся поглощением тепла, может быть использован для охлаждения. В технике холод получают одним из следующих способов: 1) фазовыми превращениями хладоагентов; 2) десорбцией газов; 3) дросселированием газов и паров; 4) вихревым эффектом; 5) магнитно-калорическим эффектом; 6) термоэлектрическим эффектом [Л. 74]. В промышленных холодильных установках наибольшее распространение получил первый из названных способов.

Вся область искусственного холода, получаемого в холодильных машинах, может быть условно разделена на шесть температурных зон:

первая зона: $20^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq 0^{\circ}\text{C}$ — в установках кондиционирования воздуха;

вторая зона: $0^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -127^{\circ}\text{C}$ — в различных установках холода;

третья зона: $-127^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -200^{\circ}\text{C}$ — в установках для разделения воздуха и получения жидких газов (кислорода, азота, аргона, криптона и др.);

четвертая зона: $-200^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -260^{\circ}\text{C}$ — в установках для получения жидкого водорода и жидкого неона;

пятая зона: $-260^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -270^{\circ}\text{C}$ — в установках для получения жидкого гелия;

шестая зона: $t_n < -270^{\circ}\text{C}$ — в экспериментальных установках для особо низких температур.

Термодинамические основы получения холода широко освещаются в инженерных курсах для студентов энергетиков и технологов, а также в специальной литературе [Л. 74]. Настоящая глава посвящена методике расчета и проектирования промышленных холодильных установок, в которых получение холода основано на потреблении тепловой энергии.

Холодильные установки промышленного назначения можно разделить на три группы: компрессионные, парозежекторные и абсорбционные.

В компрессионных холодильных машинах для производства холода затрачивается механическая энергия, сообщаемая извне. Поэтому, несмотря на их наиболее широкое распространение в технике, они не рассматриваются в настоящей книге как не относящиеся к теплоиспользующим установкам. Парозежекторные и абсорбционные холодильные установки потребляют извне тепловую энергию, и только для осуществления обратного цикла в самой установке затрачивается незначительная часть механической энергии.

Парозежекторные холодильные машины характеризуются почти полным отсутствием движущихся механизмов. Для производства холода в них затрачивается тепло, которое при помощи эжекторного устройства трансформируется в кинетическую энергию движущейся струи пара.

Работа абсорбционных холодильных машин основана на свойстве некоторых веществ, например аммиака, интенсивно поглощаться водой. При нагревании богатого водоаммиачного раствора с повышенным давлением из него выпаривается аммиак, который после сжижения испаряется при низкой температуре, а затем снова поглощается водой. Для выпаривания этого раствора затрачивается внешнее тепло. Следовательно, в этих машинах, как и в парозежекторных, производство холода не сопровождается непосредственной затратой механической работы, а они требуют для своего действия тепловой энергии.

Вследствие того что в парозежекторных и абсорбционных установках для получения холода затрачивается тепловая энергия, эффективность работы их характеризует-

ся отношением полученного холода к затраченному извне теплу:

$$\epsilon = \frac{q_0}{q} \quad (6-1)$$

Это отношение называется тепловым коэффициентом холодильной машины.

6-2. СХЕМЫ ПАРЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Пароэжекторные холодильные установки нашли применение для кондиционирования воздуха в больших зданиях и в горячих цехах заводов, для умеренного охлаждения воды, применяемой в некоторых технологических процессах, в производстве и хранении фруктовых соков и безалкогольных напитков, а также для поддержания низких температур во взрывоопасных помещениях.

В цикле пароэжекторных холодильных установок в качестве рабочего тела — хладагента используют чаще всего воду, перемещаемую по системе струйным аппаратом — паровым эжектором, использующим в качестве рабочего вещества водяной пар. По сравнению с другими веществами, применяемыми в холодильной технике, вода как холодильный агент отличается особыми свойствами: при низких температурах воде присущи чрезвычайно низкие давления испарения и очень большие удельные объемы пара; температуре кипения воды в холодильной установке, равной 0°C , соответствует давление $0,00622 \text{ ат}$, а удельный объем пара при этом равен $1211 \text{ м}^3/\text{кг}$.

В пароструйном эжекторе соединены процессы расширения пара в паровой машине или в турбине и сжатия его в компрессоре. Следовательно, по характеру рабочих процессов пароструйный эжектор аналогичен агрегату турбина — компрессор. Принципиальная схема установки, в которой с помощью пароструйного эжектора соединены прямой и обратный циклы системы теплового двигателя и холодильной машины и цикл ее в $T-s$ -диаграмме, показаны на рис. 6-1 и 6-2. Рабочим веществом в установке служит вода. Для получения температуры ниже 0°C можно применять водные растворы поваренной соли или хлористого кальция.

Пароэжекторные холодильные установки, в которых хладагентом служит вода, могут работать по одной из

двух распространенных схем: с поверхностными или со смешительными конденсаторами.

Первая схема представлена на рис. 6-1, а. Хладагент, являющийся одновременно и хладоносителем, циркулирует в двух контурах. Первый контур: испаритель 2, насос 3, холодильная камера 16, дроссельный вентиль 4, испаритель 2. Второй контур: испаритель 2, эжектор 5, конденсатор 6, насос 13, поплавковый дроссельный вентиль 14, испаритель 2.

Принцип работы установки по схеме с поверхностным конденсатором следующий. От потребителя холода 16 подогретая вода поступает через дроссельный вентиль 4 и разбрызгивающее устройство 1 в испаритель 2. Вследствие непрерывного отсоса образующегося холодного пара главными эжекторами 5 в испарителе поддерживается давление насыщения, соответствующее температуре выходящей из испарителя холодной воды. Вследствие испарения части воды температура ее снижается. Охлажденная вода перекачивается насосом 3 к потребителю холода 16, там нагревается, отнимая тепло от объектов охлаждения, после чего через дроссельный вентиль 4 возвращается в испаритель. Холодный пар отсасывается из испарителя главными эжекторами с помощью инжектирующего рабочего пара, поступающего из парогенератора или из отбора турбины через регулирующий вентиль 17. Рабочий пар расширяется в сопле и с громадной скоростью поступает в камеру смешения главного эжектора. Давление рабочего пара за соплом оказывается несколько меньшим давления насыщения в испарителе, вследствие чего в присмную камеру эжектора подсасывается холодный пар из испарителя. Скорость смеси рабочего и холодного пара в диффузоре снижается, и давление ее при этом увеличивается до давления в главном конденсаторе 6. Степень сжатия пара в эжекторе не должна быть большой, так как чем выше давление пара за эжектором, тем выше расход рабочего пара на сжатие смеси и тем больше затраты энергии на производство холода. Давление конденсации смеси должно быть немного выше давления насыщения, соответствующего температуре охлаждающей воды в трубах конденсатора.

Для поддержания вакуума в главном конденсаторе необходимо удалять из него выделяющийся из пара воздух, что достигается включением в систему вспомога-



а — с поверхностными конденсаторами; б — с барометрическими конденсаторами; 1 — разбрызгивающее устройство; 2 — испаритель; 3 — насос рабочей воды; 4 — дроссельный вентиль; 5 — главный эжектор; 6 — главный конденсатор; 7 — эжектор первой ступени; 8 — эжектор второй ступени; 9 — конденсатор первой ступени; 10 — конденсатор второй ступени; 11 — поплавковый клапан с водяным затвором; 12 — уравновешивающий невзвратный клапан; 13 — насос; 14 — дроссельный вентиль; 15 — невзвратный клапан; 16 — потребитель холода; 17 — регулирующий вентиль; 18 — барометрическая емкость для конденсата в охлаждающей воды; 19 — барометрическая емкость для рабочей воды.

258

17*

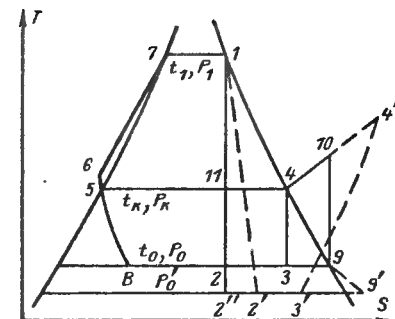


Рис. 6-2. Цикл парожекторной холодильной установки в $T-s$ -диаграмме.

щие устройства), более высокая квалификация эксплуатационного персонала. При одной и той же температуре охлаждающей воды и температуре испарения установки со смесительными аппаратами имеют меньший расход рабочего пара и охлаждающей воды, более дешевы конструкционно и значительно проще в эксплуатации.

Теоретический цикл пароежекторной холодильной установки в $T-s$ -диаграмме показан на рис. 6-2. Рабочий пар из парогенератора адиабатически расширяется в сопле от точки 1 до точки 2, соответствующей давлению P_0 в испарителе. В камере смешения эжектора рабочий пар смешивается с холодным паром состояния 9 из испарителя. Смесь, характеризующаяся состоянием в точке 3, адиабатически сжимается в диффузоре до точки 4 с давлением P_k , равным давлению в конденсаторе. Затем происходит конденсация пара по линии 4—5. Часть конденсата перекачивается насосом в парогенератор (линия 5—6), где нагревается до температуры кипения (6—7), а затем испаряется (7—1). Другая часть конденсата, являющаяся активной частью хладагента в цикле, дросселируется от давления испарения P_0 (5—8) и направляется в испаритель. На 1 кг эжектируемого из испарителя холодного пара расходуется a , кг, рабочего пара, т. е.

$$a = \frac{G_p}{G_n}, \text{ кг/кг}, \quad (6-2)$$

где G_p — количество подаваемого к соплам эжектора рабочего пара, кг/ч; G_n — количество отсасываемого из испарителя холодного пара, кг/ч; a — коэффициент удельного расхода рабочего пара — величина, обратная коэффициенту инжекции u .

Тепловой коэффициент теоретического цикла холодильной машины выражается отношением холодопроизводительности цикла к затраченному теплу:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{Q_p} = \frac{q_0}{aq_p}, \quad (6-3)$$

где q_0 — удельная холодопроизводительность машины, т. е. количество тепла, отнимаемое 1 кг хладагента от охлаждаемого тела, ккал/кг; q_p — удельный расход тепла, ккал/кг.

Действительный цикл производства холода в пароежекторной холодильной установке отличается от теоретического цикла и на рис. 6-2 изображен пунктиром. В действительном цикле процесс расширения рабочего пара в сопле проходит по политропе 1—2'. Давление в камере всасывания эжектора P_0 бывает ниже давления P_0 в испарителе, а разность $P_0 - P'_0$ является движущей силой перетока эжектируемого пара. Поэтому точка 2', соответствующая выходу рабочего пара из сопла, расположена в $T-s$ -диаграмме ниже и правее точки 2 в теоретическом цикле. Холодный пар из испарителя расширяется от состояния 9 в испарителе до состояния 9' в камере всасывания. Состояние смеси рабочего и холодного паров характеризуется точкой 3', также лежащей правее и ниже точки смешения 3 в теоретическом цикле. Действительный процесс сжатия в диффузоре происходит по политропе 3'—4', отклоняясь от адиабаты сжатия 3—4 вследствие необратимых потерь в диффузоре.

Коэффициент удельного расхода пара в действительном цикле a_d больше, чем в теоретическом, и равен:

$$a_d = a\eta = \frac{G'_p}{G'_n}, \quad (6-4)$$

где $\eta = \xi_d/\xi_0$ — степень совершенства цикла эжекторной холодильной машины; G'_p — расход рабочего пара на главные эжекторы в действительном цикле холодильной машины, кг/ч; G'_n — количество холодного пара, отсасываемого из испарителя в действительном цикле холодильной машины, кг/ч.

Расчетным путем коэффициент удельного расхода пара найти чрезвычайно сложно.

Т. Мессинг [Л. 107] на основании опытных данных определил зависимость величин a_d от отношения $\Delta i_2/\Delta i_1$, где $\Delta i_1 = i_1 - i_2$, ккал/кг, — располагаемый тепловой перепад при адиабатическом расширении рабочего пара в сопле, и $\Delta i_2 = i_{10} - i_9$, ккал/кг, — повышение энтальпии холодного пара при адиабатическом сжатии его в диффузоре от давления испарения P_0 до давления конденсации P_k . При этом предполагается, что выходящий из испарителя холодный пар — сухой, насыщенный.

Зависимость $a_d = f(\Delta i_1/\Delta i_2)$, полученная М. Г. Шумелишским для машин завода «Компрессор», показана на

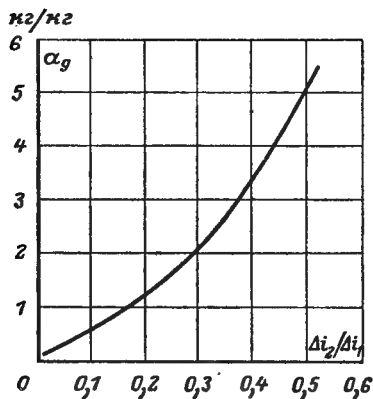


Рис. 6-3. Зависимость коэффициента удельного расхода рабочего пара $\alpha_d = f\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)$ в обработке М. Г. Шумелинского.

рис. 6-3. На графике приведены оптимальные значения расхода рабочего пара, в то время как для обеспечения устойчивой работы эжектора необходимо полученное по графику значение увеличить на 5—10% [Л. 103].

Пароэжекторные холодильные машины для получения в испарителе температур ниже 0°C в настоящее время не изготавливают.

6-3. ИСПАРИТЕЛИ

Использование воды в качестве хладагента и хладоносителя в пароэжекторных установках позволяет применять простые и дешевые испарители смесительного типа. Только в отдельных случаях, когда хладоноситель представляет собой отличную от воды жидкость, должны применяться поверхностные испарители.

Количество циркулирующей через испаритель воды определяется холодопроизводительностью установки. Часть этой воды (от 0,3 до 1%) превращается в испарителе в пар; в результате испарения вода подохлаждается на $3\text{—}5^\circ\text{C}$.

При заданной холодопроизводительности испарителя Q_0 , ккал/ч, количество циркулирующей через него воды $W_{\text{и}}$ можно выразить формулой

$$W_{\text{и}} = \frac{Q_0}{\Delta t_{\text{и}} c}, \text{ кг/ч}, \quad (6-5)$$

где $\Delta t_{\text{и}}$ — разность температур рабочей воды на входе и на выходе из испарителя, град; c — теплоемкость воды, ккал/кг · град.

Если холодильная установка имеет замкнутый цикл рабочей воды, то для компенсации ее потерь в результате испарения необходимо некоторую ее часть подавать в

испаритель. В установках с поверхностными конденсаторами подпитка испарителя наиболее просто осуществляется подачей конденсата из главного конденсатора. Температура воды для подпитки близка к температуре конденсации и существенно отличается от температуры воды в испарителе. Тепловые потери в испарителе вследствие повышенной температуры подпиточной воды невелики и не превышают 1% холодопроизводительности установки. Компенсацию испаряющейся воды можно производить и из водопровода, однако при этом будет возрастать количество нерастворимых примесей в воде, циркулирующей по замкнутому циклу. В такой системе необходима периодическая замена воды конденсатом.

При заданных холодопроизводительности испарителя Q_0 и температуре испарения воды t_0 количество образующегося и отсасываемого из испарителя пара $G_{\text{и}}$ равно:

$$G_{\text{и}} = \frac{Q_0}{0,95r_0 + (t_0 - t_{\text{п.п}}) c}, \quad (6-6)$$

где r_0 — скрытая теплота испарения при температуре испарения t_0 , ккал/кг; $t_{\text{п.п}}$ — температура подпиточной воды, $^\circ\text{C}$; $c = 1$ — теплоемкость воды, ккал/кг · град; 0,95 — степень сухости пара на выходе из испарителя.

Влажность отсасываемого из испарителя пара зависит от высоты и объема парового пространства над зеркалом испарения и скорости пара в свободном сечении аппарата. Скорость пара, при которой начинается унос капель воды, зависит от давления в испарителе и от размера капель. Чем больше разрежение в испарителе и чем больше диаметр капель, тем большую скорость пара можно принять в паровом пространстве. По рекомендации М. Г. Шумелинского [Л. 103] скорость пара, при которой начинается увлечение капель воды из испарителя, может быть принята по графику рис. 6-4. При проектировании испарителей принимают скорость пара в паровом пространстве 8—17 м/сек, во всасывающих патрубках эжекторов 60—80 м/сек. Если унос капель через эжектор допустим, то для уменьшения габаритов аппарата можно принимать повышенные скорости пара в паровом пространстве. Вместе с тем унос водяных капель снижает производительность эжектора, так как энергия рабочего пара расходуется частично на подъем и тран-

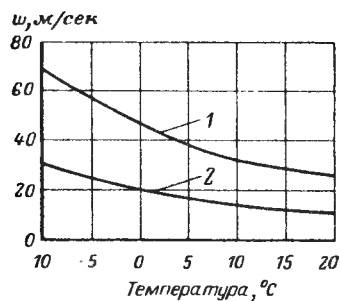


Рис. 6-4. Зависимость от температуры скорости пара, при которой начинается увлечение капель воды в испарителе.

1 — диаметр капель 0,5 мм; 2 — диаметр капель 0,1 мм.

Хладоноситель — циркулирующая вода поступает от потребителя холода в испаритель через дроссельный вентиль, в котором дросселируется от давления в охлаждающих элементах холодильных камер и в трубопроводах до давления в испарителе. Во избежание подсоса воздуха давление в трубопроводах поддерживается на уровне выше атмосферного. Температура приходящей в испаритель циркулирующей воды выше температуры насыщения, соответствующей давлению в испарителе, вследствие чего после дросселирования вода закипает.

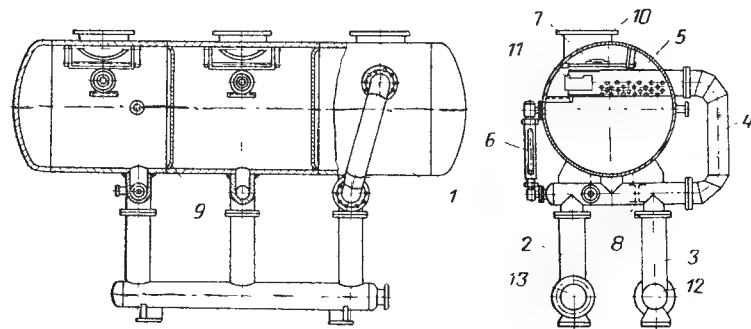


Рис. 6-5. Горизонтальный трехсекционный испаритель завода «Компрессор».

1 — испаритель; 2 и 3 — стойки; 4 — колено; 5 — сливная труба; 6 — водоуказательное стекло; 7 — сепаратор; 8 — перегородки; 9 — герметичная перегородка; 10 — патрубок; 11 — переливной палец; 12 и 13 — коллекторы.

спортивную капель из парового пространства в эжектор и далее в конденсатор. При этом уносимая капельная влага не испаряется, т. е. не участвует активно в охлаждении основной массы хладоносителя. Особенно вреден унос капель в тех случаях, когда хладоносителем служит морская вода или рассол, так как при этом увеличивается отложение солей в конденсаторе и ухудшается качество конденсата для питания парогенераторов.

Интенсивность испарения воды в испарителе определяется величиной поверхности испарения, т. е. суммой поверхности зеркала испарения и поверхности струй или капель, образующихся в водораспределительных устройствах. Для создания большой поверхности воды в испарителе нашли применение различного рода переливы и ситчатые тарелки, а также перфорированные трубы и желоба. По опытным данным завода «Компрессор» при отсутствии в испарителе специальных водораспределительных устройств холодопроизводительность парожетторной машины снижается на 15—20%. Заметно снижается холодопроизводительность и при уменьшении зеркала испарения, например при повышении уровня воды в горизонтально расположенном цилиндрическом испарителе.

На рис. 6-5 показана конструкция горизонтального одноступенчатого трехсекционного испарителя холодильной машины 5Э производительностью 300 тыс. ккал/ч, выпускаемой московским заводом «Компрессор». Корпус испарителя 1 разделен перегородками 9 на три секции, каждая из которых с присоединенным к ней через патрубок 10 главным эжектором является самостоятельным испарителем, обеспечивающим холодопроизводительность 100 тыс. ккал/ч при температуре испарения +5°С. Числом работающих секций регулируется холодопроизводительность установки. Такая простая и доступная для автоматизации схема регулирования холодопроизводительности машины возможна благодаря образованию водяных затворов, образующихся в коленях 4 и в стойках 2 и 3, служащих также подставками испарителя. В работающих секциях испарителя главными эжекторами поддерживается одинаковое давление, благодаря чему рабочая (циркулирующая) вода в них находится на одном уровне.

Рабочая вода подсасывается в испаритель под действием вакуума и через специальные сливные трубы поступает в секции. В нижней части сливных труб в шахматном порядке насверлены отверстия, в торце каждой трубы установлен переливной палец 11, служащий для поддержания в трубе постоянного уровня воды выше отверстий. Число отверстий в трубе должно обеспечивать слив 1/3 общего количества циркулирующей через испаритель рабочей воды под действием свободного уровня в трубе. Благодаря наличию переливов и водяных затворов между работающими и неработающими секциями рабочая вода подсасывается в сливные трубы только включенных секций, а общее количество циркулирующей через испаритель рабочей воды остается постоянным независимо от числа включенных в работу секций. Такое устройство сливной трубы облегчает автоматизацию установок, в которых расход рабочей воды не регулируется.

Расход воды G_1 через один горизонтальный ряд отверстий в сливной трубе определяется по формуле

$$G_1 = \mu f n \sqrt{2gh}, \quad (6-7)$$

где $\mu = 0,635$ — коэффициент расхода для воды; f — площадь сечения отверстия, м^2 ; n — число отверстий; h — расстояние от среза слива до отверстия в трубе, м ; g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 .

В верхней части каждой секции на выходе пара установлены сепараторы 7, представляющие собой съемные листы. Размеры испарителя определяют по средней скорости пара в паровом пространстве, принимаемой равной около 10 м/сек [Л. 103].

В парожекторных холодильных машинах применяют и вертикальные испарители, которые по принципу работы не отличаются от описанной выше конструкции. Обычно вертикальные испарители применяют в установках с барометрическими конденсаторами.

6-4. ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

Главные эжекторы. В главных эжекторах происходит смешение двух потоков водяного пара разных давлений с образованием смешанного потока пара с некоторым средним давлением. Рабочий пар повышенного давления поступает в паровую коробку 1 (рис. 6-6, а), проходит через сетчатый фильтр 2 и с большой скоростью выходит из сопла 5 в камеру всасывания 4. При этом струи рабочего пара увлекают за собой холодный пар, поступающий из испарителя с низким давлением. В соплах происходит преобразование потенциальной или тепловой энергии рабочего потока в кинетическую энергию, которая передается частично подсосываемому (эжектируемому) потоку. В процессе смешения и выравнивания скоростей смешивающихся потоков и обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную или тепловую энергию. Давление смешанного потока на выходе из диффузора выше давления эжектируемого потока, поступающего в камеру всасывания.

Устойчивая работа эжектора в холодильной машине обеспечивается строгим соответствием размеров проточной части диффузора, расхода и давления рабочего и эжектируемого паров расчету.

Расчет и проектирование эжекторов производят на основе заданных параметров и найденных расходов рабочего и эжектируемого паров.

Паровые сопла. Для максимального использования потенциальной энергии рабочего пара в холодильных машинах применяют эжекторы с соплами Лаваля, и поэтому скорость истечения рабочего пара в соплах всегда выше критической.

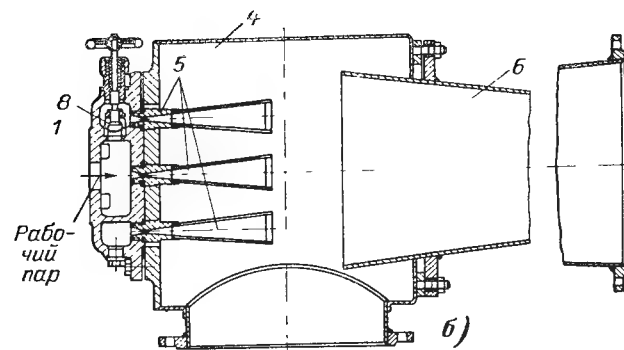
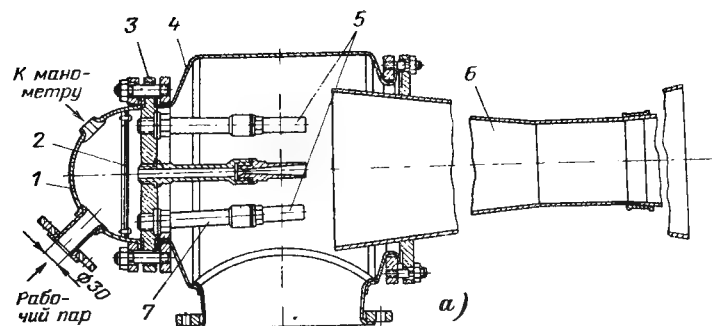
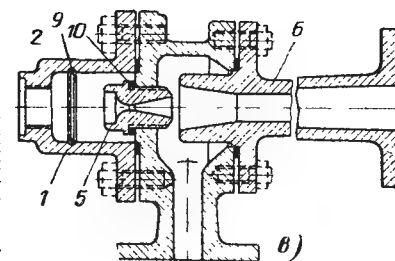


Рис. 6-6. Конструкции эжекторов завода «Компрессор».

а — главный эжектор с однополостной паровой коробкой; б — главный эжектор с двухполостной паровой коробкой; в — вспомогательный воздушный эжектор; 1 — паровая коробка; 2 — сетчатый фильтр; 3 — сопловая доска; 4 — камера всасывания; 5 — сопло; 6 — диффузор; 7 — удлинитель сопла; 8 — вентиль; 9 — кольцо замка; 10 — регулировочное кольцо.



Критическое сечение f_1 проточной части сопла определяют по формуле

$$f_1 = \frac{G_p}{3600c \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}}, \text{ м}^2, \quad (6-8)$$

где G_p — расход рабочего пара, кг/ч; p_1 — давление пара перед соплом, кгс/см²; v_1 — удельный объем пара перед соплом, м³/кг; c — коэффициент, зависящий от качества рабочего пара (для сухого насыщенного пара принимают $c=199$, для перегретого $c=209$).

В расчете промышленных струйных аппаратов можно принимать, как для насыщенного, так и для перегретого пара $c=203$.

Выходное сечение f_2 сопла Лавалля находят по формуле

$$f_2 = \frac{G_p v_0'' x_2}{3600\omega_1}, \text{ м}^2, \quad (6-9)$$

где v_0'' — удельный объем насыщенного пара при давлении P_0 , м³/кг; x_2 — степень сухости рабочего пара после адиабатического расширения в сопле от давления p_1 до давления p_0 ; ω_1 — скорость рабочего пара после адиабатического расширения на выходе из сопла, м/сек.

Скорость выхода рабочего пара из сопла определяют по формуле

$$\omega_1 = \varphi_1 91,53 \sqrt{i_1 - i_2}, \text{ м/сек.} \quad (6-10)$$

Скоростной коэффициент $\varphi_1=0,92-0,96$, а тепловой перепад расширения пара находят по $i-s$ -диаграмме.

Давления эжектируемого пара в камере всасывания p_0' и в испарителе p_0 отличаются незначительно, и поэтому в практических расчетах давление в испарителе и в камере всасывания принимают равным P_0 .

Длину расширяющейся части сопла l можно определить из уравнения

$$l = \frac{d_2 - d_1}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (6-11)$$

где d_1 — диаметр критического сечения, м; d_2 — диаметр выходного сечения, м; $\alpha=6-12^\circ$ — угол раствора конуса.

В пароежекторных холодильных машинах допустимы обычно большие степени расширения рабочего пара p_1/p_0 , при которых сопла получаются чрезмерно длинными. Для уменьшения габаритов эжекторов большой производительности их проектируют с соплами, у которых угол раствора конуса не меньше 12° и достигает 20° . По этой же причине в одном эжекторе иногда ставят несколько сопел. Поверхности сопел должны быть обработаны по высокому классу чистоты. Входную часть сопла выполняют или в профиле четверти круга или в виде конуса.

Камера всасывания. Конструктивная форма камеры всасывания бывает различной, однако камера должна быть настолько свободной, чтобы не создавать дополнительных сопротивлений на пути эжектируемого пара. Ее размеры можно определить сообразно диаметру патрубка для эжектируемого пара, который равен обычно диаметру патрубка испарителя, принимаемому по скорости пара в нем в пределах 60—80 м/сек.

Камера смешения и диффузор. В эжекторах холодильных машин рабочий пар расширяется в сопле до давления ниже критического, и его скорость за соплом превышает скорость звука. Из теории расчета струйных аппаратов известно, что диффузор должен иметь в таких случаях вначале форму сужающегося конуса, где происходит смешение рабочего и эжектируемого потоков, далее небольшую цилиндрическую часть для выравнивания поля скоростей по сечению диффузора, а затем расширяющуюся часть, где происходит превращение кинетической энергии в потенциальную.

Рабочий диапазон температур испарения и конденсации в эжекторной холодильной машине таков, что отношение давлений $p_0/p_k > 0,577$, т. е. больше критического значения для сухого насыщенного пара. Поэтому расчет сечения горловины диффузора F_1 производят исходя из того, что паровая смесь проходит ее с критической скоростью

$$F_1 = \frac{G_p + G_n}{3600c \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}, \text{ м}^2, \quad (6-12)$$

где p_k — давление конденсации, кгс/см²; v_k — удельный объем пара при p_k на кривой насыщения, м³/кг; $c=199$.

На $i-s$ -диаграмме процесс сжатия пара в диффузоре проходит по политропе и выходит за пределы пограничной кривой (точка 4' на рис. 6-2).

Расчеты, произведенные на основе температуры перегретого пара на выходе из диффузора, установленной приближенно опытным путем, показывают, что рассчитанная по формуле (6-12) площадь сечения горловины получается заниженной [Л. 103]. Поэтому при конструировании эжектора следует увеличить расчетное значение F_1 на 10—15%.

Выходное сечение диффузора F_2 находят по формуле

$$F_2 = \frac{(G_p + G_0) v_k}{3600\omega_k}, \text{ м}^2, \quad (6-13)$$

где ω_k — скорость пара на выходе из диффузора, принимаемая 60—80 м/сек.

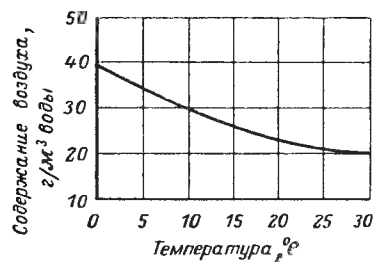


Рис. 6-7. Содержание воздуха в воде при нормальном барометрическом давлении в зависимости от температуры воды.

стимой конусности в пределах от $1/8$ до $1/10$. Чтобы уменьшить длину камеры смещения, ее иногда выполняют с переменным углом конусности таким образом, чтобы стыкование конической части камеры и цилиндрической горловины происходило под наименьшим углом.

Вспомогательные эжекторы. В холодильной машине они служат для удаления из главного конденсатора воздуха, проникающего в установку с рабочей и охлаждающей водой, рабочим паром и через неплотности в соединениях. Количество воздуха G_v , растворенного в воде и вносимого в аппараты установки, можно определить по графику рис. 6-7 или по приближенной формуле Ф. И. Вейса:

$$G_v = 0,001 (0,25W + 0,8D), \text{ кг/ч}, \quad (6-14)$$

где W — расход воды, кг/ч; D — расход пара, кг/ч.

При этом следует иметь в виду, что воздух может поступать в систему отсоса с рабочей водой только при наличии открытых емкостей у потребителя холода, а с охлаждающей водой — только в конденсаторах смешительного типа.

Количество воздуха, проникающего в аппарат через неплотности, зависит от глубины вакуума и от периметра разъемных соединений. На основании опытных данных подсос воздуха через неплотности можно принимать на 1 мсг. м периметра прокладочных уплотнений равным 0,05—0,07 кг/ч.

Для того чтобы удалить воздух из главного конденсатора, его нужно сжать от 25—35 до 760 мм рт. ст. Следо-

Расстояние от выходного сечения сопла до горловины диффузора принимают равным (6—8) d_1 , однако для каждого нового эжектора этот размер проверяют и окончательно устанавливают экспериментально. Длина горловины диффузора в эжекторах завода «Компрессор» близка к ее диаметру. Длину камеры смещения и диффузора определяют по допу-

вательно, общая степень сжатия во вспомогательных эжекторах составляет около 25. В одной ступени такую степень сжатия получить нельзя, и поэтому воздушные эжекторы выполняют обычно в виде двух- или трехступенчатых агрегатов. С целью уменьшения нагрузки на каждую ступень сжатия, а следовательно, и расхода пара между ступенями пар конденсируют в промежуточных конденсаторах.

Принцип работы и методика расчета вспомогательных воздушных эжекторов такие же, как и главных эжекторов холодильной машины. Различие состоит в том, что главные эжекторы отсасывают и сжимают водяной пар, а воздушные эжекторы отсасывают паровоздушную смесь с преобладающим содержанием воздуха.

Конструкции эжекторов. Габаритные размеры главных эжекторов холодильных машин бывают настолько велики (более 2500 мм), что изготовление их в виде чугунных отливок с последующей обработкой внутренней проточной части сложно и дорого. Поэтому их изготавливают преимущественно сварными. Вспомогательные воздушные эжекторы изготавливают обычно литыми из чугуна или бронзы, и только крупногабаритные экземпляры выполняют сварными.

Некоторые конструкции главного и вспомогательного эжекторов завода «Компрессор» показаны на рис. 6-6. Паровая камера, камера всасывания и диффузор главного эжектора (рис. 6-6, а) изготовлены из листовой меди, сопла и сопловая доска — из латуни. Для уменьшения расстояния между устьем сопла и входным сечением камеры смещения сопла могут быть установлены на специальных удлинителях.

На рис. 6-6, б показан эжектор с чугунной паровой коробкой. В ее конструкции предусмотрена возможность изменения количества рабочего пара в зависимости от температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор. Коробка 1 отлита за одно целое с сопловой доской и имеет две полости, разобценные вентилем 8. Через внутреннюю полость коробки паром снабжаются пять центральных сопел, ввернутых в сопловую доску. На таком режиме происходит работа холодильной машины при наиболее часто встречающихся температурах охлаждающей воды. С повышением температуры воды открывают разобцительный вентиль, через который пар поступает в наружную полость и питает еще четыре периферийных сопла. Для экономии металла сопла 5 выполнены составными. Корпус сопла выточен из литой латуни, а наставка выдавлена из латунного листа толщиной 1—1,5 мм. При изготовлении таких сопел должно быть обеспечено высокое качество сопряжения деталей. Камера всасывания 4 в эжекторе данной конструкции сварена из углеродистой стали. Диффузор выполнен сварным из листовой стали X18H9T.

На рис. 6-6, в показан вспомогательный воздушный эжектор первой ступени. Паровая коробка, камера всасывания и диффузор выполнены в виде чугунных отливок, сопла — из латуни ЛС-59-1. В паровую коробку вставлен сетчатый фильтр, предохраняющий сопло от засорения. Под соплом вложено регулировочное кольцо 10, при по-

мощи которого экспериментально устанавливают оптимальное расстояние от выхода из сопла до входа в камеру смешения, обеспечивающее высокую производительность и высокую степень сжатия эжектора.

6-5. КОНДЕНСАТОРЫ

В парозежекторных холодильных установках применяют как поверхностные, так и смесительные конденсаторы.

Температура конденсации в аппарате определяется обычно температурой охлаждающей среды (воды, воздуха) и находится в пределах 10—25°С. Соответственно давление водяного пара в конденсаторе может быть в пределе равным 0,0125—0,0323 ат. В действительности, кроме водяного пара, в конденсаторе всегда присутствуют воздух и другие неконденсирующиеся газы, и поэтому общее давление в конденсаторе равно сумме парциальных давлений водяного пара и газов. Однако в расчетах можно принимать, что давление конденсации равно давлению насыщенного водяного пара при установившейся температуре конденсации. Вместе с тем давление в конденсаторе зависит от кратности охлаждения m :

$$m = \frac{G_w}{G_p + G_n}, \text{ кг'кг.} \tag{6-15}$$

Чем выше кратность охлаждения, т. е. чем больше количество охлаждающей воды G_w , затраченной на конденсацию 1 кг пара, тем ниже давление конденсации. В эжекторных холодильных машинах $m = (80\text{—}160) \text{ кг/кг}$. При уменьшении разности δt между температурой конденсации t_k и температурой охлаждающей воды на выходе из конденсатора t_{w2} расход охлаждающей воды снижается. В поверхностных конденсаторах $\delta t = 3\text{—}5 \text{ град}$, в смесительных конденсаторах при большой кратности охлаждения она может быть доведена до 0,5—1 град, в чем и заключается одно из преимуществ таких конденсаторов.

Поверхностные конденсаторы парозежекторных холодильных машин выполняют в виде горизонтальных кожухотрубчатых теплообменников жесткой конструкции, т. е. с приваренными к корпусу трубными решетками (рис. 6-8). Часть охлаждающих трубок конденсатора (5—6% от общего их числа) отделяют от остального пучка диафрагмой 9 для дополнительного охлаждения воздуха, отсасываемого через штуцер 10. Благодаря устройству такого

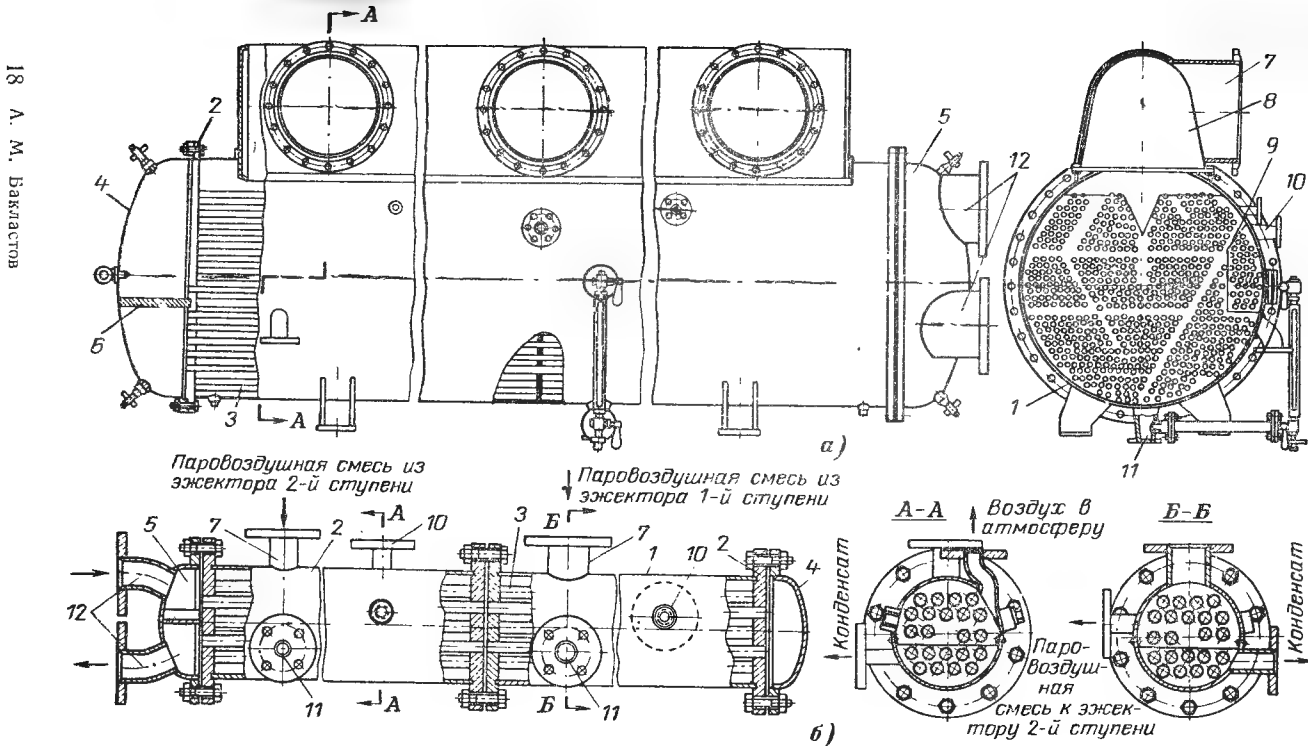


Рис. 6-8. Конструкции поверхностных конденсаторов парозежекторной холодильной установки.

а — главный конденсатор; *б* — блок вспомогательных конденсаторов; *1* — корпус; *2* — трубная решетка; *3* — трубы; *4* — задняя крышка; *5* — передняя крышка; *6* — перегородка в крышке; *7* — патрубок для ввода пара; *8* — пароприемник; *9* — диафрагма; *10* — патрубок для отсоса воздуха; *11* — патрубок для отвода конденсата; *12* — патрубки для охлаждающей воды.

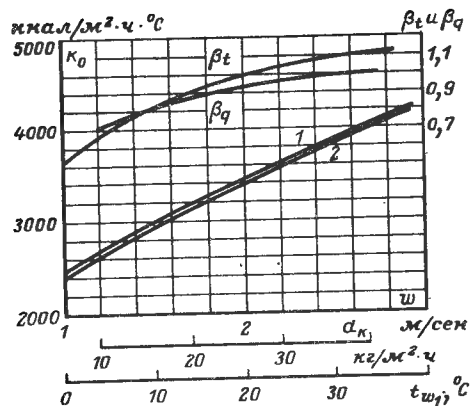


Рис. 6-9. Зависимость коэффициента теплопередачи k_0 и коэффициентов β_q и β_t от паровой нагрузки конденсатора, скорости охлаждающей воды и ее температуры при входе в конденсатор.

1 — коэффициент теплопередачи для латунных труб диаметром 16 мм; 2 — то же для труб диаметром 19 мм.

воздухоохладителя удельный объем воздуха уменьшается, чем достигается снижение расхода рабочего пара на вспомогательные эжекторы.

Тепловой и конструктивный расчеты поверхностных конденсаторов не отличаются от таковых для любых трубчатых теплообменников. Данные о конденсаторах приведены в [Л. 38].

Для расчета поверхностных конденсаторов эжекторных холодильных машин проектные организации пользуются обычно опытными величинами коэффициентов теплопередачи для аналогичных или сходных по конструкции конденсаторов. На рис. 6-9 приведены предлагаемые М. Г. Шумелинским зависимости коэффициента теплопередачи k от скорости воды в трубах с учетом влияния паровой нагрузки (β_q) и температуры охлаждающей воды (β_t). Значение коэффициента загрязнения β_z рекомендуется принимать в расчетах равным 0,85.

По условиям коррозии материалов конденсаторных труб выбирают латунь Л 68 для пресной воды и мельхиор МН70-30 для морской воды. Диаметр труб — $19/17$ или $16/14$ мм. Для загрязненной охлаждающей воды рекомендуется применять трубы большего диаметра.

Скорость охлаждающей воды в трубах конденсатора выбирают из условий ударной эрозии входных концов труб: для пресной воды не более 2,5–3, для морской — до 1,5 м/сек.

Поверхность вспомогательных конденсаторов рассчитывают исходя из количества паровоздушной смеси, поступающей из вспомогательных эжекторов. На рис. 6-8, б показана конструкция блока вспомогательных поверхностных конденсаторов.

Смесительные конденсаторы могут работать по прямоточному и противоточному принципу. В прямоточных конденсаторах воздух отсасывается из нижней части аппарата, где температуры уже участвовавших в тепло- и массообмене охлаждающей воды и паровоздушной смеси максимальны. Если принять во внимание, что температура охлаждающей воды в конденсаторе всегда ниже температуры паровоздушной смеси, а температура конденсации всегда должна быть выше температуры паровоздушной смеси в месте ее отсоса, то в прямоточных конденсаторах для получения малых δt требуется увеличенный расход воды. Противоточные смесительные конденсаторы устроены так, что паровоздушная смесь отсасывается из верхней части аппарата после контактирования ее со свежей, самой холодной водой. Удельный объем смеси в месте отсоса, а следовательно, расход рабочего пара на ее удаление — минимальны. Температура охлаждающей воды на выходе из аппарата (при встрече с поступающим для конденсации паром) может достичь температуры конденсации, т. е. могут быть созданы условия, при которых δt может быть близкой к нулю. Таким образом, по сравнению с прямоточными противоточные конденсаторы работают с меньшей кратностью охлаждения и с меньшим расходом пара на откачивание воздуха.

По способу отвода смеси воды и конденсата смесительные конденсаторы разделяются на конденсаторы низкого уровня (рис. 6-10, а) и высокого уровня (рис. 6-10, б и в). В первых вода и конденсат отводятся специальным отливным насосом. В конденсаторах высокого уровня (или, как их называют, барометрических) вода отводится самотеком под действием силы тяжести. Таким образом, при определенных затратах на установку барометрических конденсаторов на высокой отметке (12–14 м) расходы сокращаются вследствие отсутствия сливного паса и за счет отсутствия затрат энергии на откачку смеси воды и конденсата.

Главный конденсатор (рис. 6-10, б) — двухступенчатый. Охлаждающая вода, входящая через штуцер 10, протекает частично через отверстие лотка 2 на нижнюю центральную тарелку 3 и частично перетекает через борт на кольцевую тарелку 4. Далее вода, переливаясь с тарелки на тарелку, образует сплошную водяную завесу из струй в верхней, а затем в нижней ступенях конденсатора. Пар из главных эжекторов поступает двумя потоками раздельно в нижнюю и в верхнюю ступени. В верхней части каждой ступени конденсатора имеется штуцер 11 для отвода паровоздушной смеси к вспомогательным эжекторам.

Конструкция и работа вспомогательного конденсатора ясны из рис. 6-10, в.

Смесительные конденсаторы тарельчатого типа требуют строго вертикальной установки по отвесу. При нарушении этого условия слив воды с тарелок будет односторонним, сплошность водяных завес нарушится и резко ухудшатся условия тепло- и массообмена между охлаждающей водой и конденсирующимся паром.

В конденсаторах с корпусом диаметром до 600 мм тарелки конструируют только с переливами, без отверстий. При больших диаметрах — тарелки перфорированные, с отверстиями диаметром 5–15 мм. Диаметр корпуса конденсатора определяют, исходя из скорости пара в свободном сечении $w_n = 12–15$ м/сек. По опытным данным высота барометрического конденсатора или отдельной его ступени равна 2–2,5 м, число тарелок — 4–6. Расстояние между тарелками принимают равным 350 мм в верхней части конденсатора и

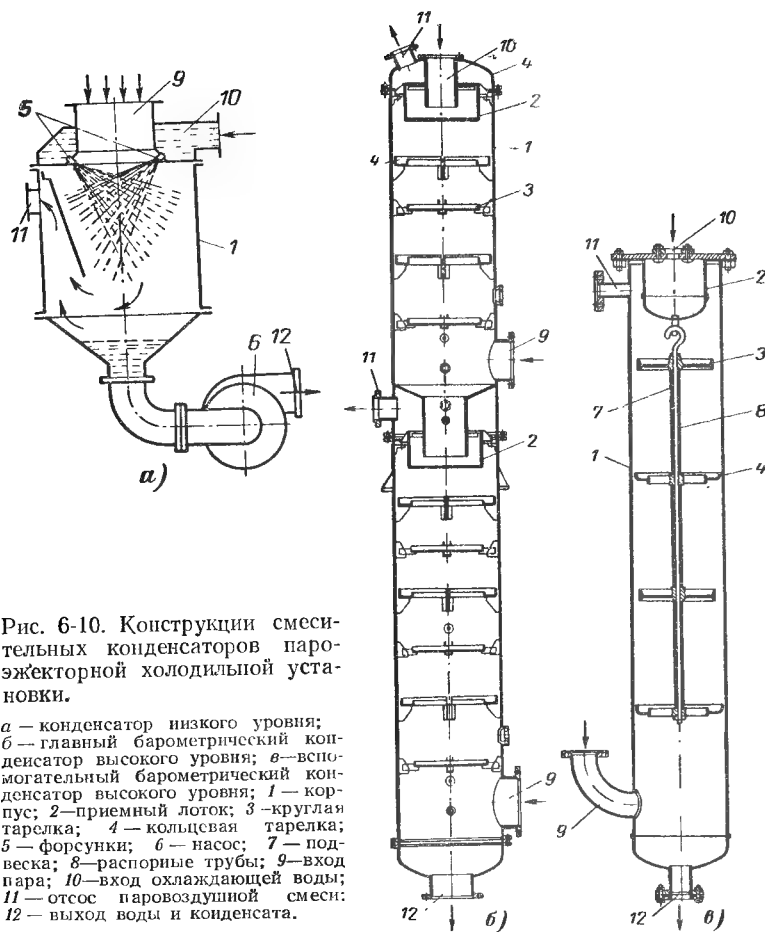


Рис. 6-10. Конструкции смесительных конденсаторов пароэжекторной холодильной установки.

а — конденсатор низкого уровня; б — главный барометрический конденсатор высокого уровня; в — вспомогательный барометрический конденсатор высокого уровня; 1 — корпус; 2 — приемный лоток; 3 — круглая тарелка; 4 — кольцевая тарелка; 5 — форсунки; 6 — насос; 7 — подвеска; 8 — распорные трубы; 9 — вход пара; 10 — вход охлаждающей воды; 11 — отсос паровоздушной смеси; 12 — выход воды и конденсата.

400 мм в нижней. Площадь тарелки не должна перекрывать более 50% поперечного сечения конденсатора.

Расчет процесса тепло- и массообмена в смесительных конденсаторах можно производить по методике, изложенной в гл. 4.

6-6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРОЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

1. Уточняют схему холодильной установки и исходные данные для расчета:

а) номинальную холодопроизводительность Q_0^H ,

- б) температуру охлаждающей (рабочей) воды на выходе из испарителя, равную температуре испарения, t_0 ;
- в) температуру конденсации t_k ;
- г) давление рабочего пара перед соплами эжекторов p_1 ;
- д) степень сухости рабочего пара x_1 ;
- е) предельное максимальное давление в конденсаторе p_k ;
- ж) максимальную температуру охлаждающей воды при входе в конденсатор $t_{в0}$.

2. Строят процесс работы эжекторной холодильной машины в $i-s$ -диаграмме (рис. 6-2). По $i-s$ -диаграмме определяют $\Delta i_1 = i_1 - i_2$ и $\Delta i_2 = i_{10} - i_9$, а затем находят отношение $\Delta i_2 / \Delta i_1$.

3. По графику рис. 6-3 находят коэффициент удельного расхода рабочего пара a_d и принимают его в расчете с увеличением на 5—10%.

4. Пренебрегая затратой энергии на перекачку воды из конденсатора в парогенератор, находят коэффициент удельного расхода рабочего пара в теоретическом цикле:

$$a = \frac{i_{10} - i_9}{i_1 - i_{11}} = \frac{\Delta i_2}{i_1 - i_{11}}, \text{ кг/кг.}$$

5. Определяют степень термодинамического совершенства эжекторной машины для теоретического обратимого процесса по формуле

$$\eta = \frac{a}{a_d}.$$

6. С учетом теплопритока через корпус испарителя и трубопроводы циркулирующей холодной воды, оцениваемого в 1,5—2%, определяют холодопроизводительность машины брутто Q_0^* по испарителю в виде

$$Q_0^* = 0,015 Q_0.$$

7. Определяют количество холодного пара G'_H , которое необходимо отсасывать из испарителя:

а) задаются температурой конденсата, поступающего в испаритель для компенсации испарившейся части воды ($t_{пн} \approx 35^\circ \text{C}$);

б) по таблице для водяного пара при $t_0 = 5^\circ \text{C}$ находят скрытую теплоту испарения r_0 ;

в) по формуле (6-6) находят значение G'_H .

8. Определяют объем пара, который отсасывается главным эжектором:

а) по таблицам находят удельный объем насыщенного пара v_0'' и вносят поправку на влажность для условий всасывания:

$$v_0 = x v_0'' = 0,95 v_0'';$$

б) определяют действительный объем отсасываемого пара V :

$$V = G'_H v_0.$$

9. Определяют диаметр и длину испарителя, исходя из средней скорости пара в паровом пространстве над зеркалом испарения аппарата, равной 10 м/сек.

10. Задаввшись скоростью пара во всасывающем патрубке эжектора $\omega_n = 70 \dots 80$ м/сек и приняв число главных эжекторов n (например, $n=3$), находят диаметр этих патрубков по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4V_0}{3600 \pi \omega_n}}, \text{ м.}$$

11. Определяют по формуле (6-5) количество рабочей воды W_n , циркулирующей через испаритель, на основе заданного охлаждения ее в испарителе $\Delta t_n = 2 \dots 4$ град.

12. Находят расход рабочего пара G_p на главные эжекторы холодильной машины:

$$G_p = a_d G'_n.$$

13. Задаются числом сопел в одном главном эжекторе (1, 3, 5, 7, 9) и определяют наименьшее сечение проточной части сопла по формуле (6-8) и диаметр горловины сопла.

14. По формуле (6-10) находят скорость рабочего пара после адиабатического расширения в сопле.

15. По формуле (6-9) определяют площадь и затем диаметр выходного сечения сопла.

16. Задаввшись углом раствора конуса расширяющейся части сопла, определяют ее длину по формуле (6-11). При конструировании сопел и эжектора может оказаться необходимым уменьшить длину расширяющейся части сопла за счет увеличения угла α или увеличить число сопел в эжекторе.

17. По температуре конденсации t_k в таблице водяного пара находят значения удельного объема пара v_k и его давления p_k . Затем по формуле (6-12) определяют проходное сечение и диаметр горловины диффузора.

18. Задаются скоростью пара в выходном сечении из диффузора (60—70 м/сек) и по формуле (6-13) определяют проходное сечение диффузора и его диаметр на выходе из диффузора.

19. В соответствии с приведенными выше рекомендациями (стр. 270) выбирают расстояние от выходного сечения сопла до горловины диффузора, длину горловины и расширяющейся части диффузора.

20. Определяют общее количество пара G , выходящего из главных эжекторов в главный конденсатор холодильной установки:

$$G = G_p + G'_n.$$

21. По i - s -диаграмме определяют энтальпию пара, поступающего в конденсатор.

22. В соответствии с приведенными на стр. 274. рекомендациями выбирают скорость воды в трубах, паровую нагрузку и паружный диаметр труб; по графикам (рис. 6-9) определяют значение опытного коэффициента теплопередачи k_0 , вводят коэффициент загрязнения $\beta_s = 0,85$ и находят значение коэффициента теплопередачи k для рассчитываемого поверхностного конденсатора:

$$k = \beta_s \beta_a \beta_i k_0.$$

23. Задаввшись кратностью охлаждения m (от 80 до 160) и температурой конденсата при выходе из конденсатора [$t'_k = t_k + (3-5)^\circ \text{C}$],

находят количество охлаждающей воды G_w :

$$G_w = m (G'_p + G'_n)$$

и подогрев воды Δt_w в главном конденсаторе:

$$\Delta t_w = \frac{i_n - i'_k}{m}.$$

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \Delta t_w.$$

24. Определяют среднюю разность температур конденсирующего пара и охлаждающей воды Δt_{cp} по формуле Грасгофа:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_w}{2,3 \lg \frac{t_k - t_{w_1}}{t_k - t_{w_2}}}.$$

25. Определяют необходимую поверхность теплообмена в конденсаторе F_k по уравнению

$$F_k = \frac{(G'_p + G'_n)(i_n - i'_k)}{k \Delta t_{cp}}.$$

К полученной расчетом поверхности конденсации прибавляют 5% поверхности для охлаждения воздуха и получают конструктивную поверхность конденсатора F'_k .

26. В соответствии с последовательностью расчета рекуперативных аппаратов (стр. 52) производят конструктивный расчет конденсатора.

27. В аналогичной последовательности производят расчет вспомогательных эжекторов для отсоса воздуха и вспомогательных конденсаторов. Количество отсасываемого воздуха определяют по формуле (6-14).

28. Подбирают вспомогательное оборудование: насосы, баки, конденсатоотводчики, арматуру, КИП, автоматику.

6-7. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

В абсорбционной холодильной машине круговой цикл основан на затрате тепловой энергии извне и осуществляется с помощью бинарной смеси веществ: одно из них служит хладагентом, а другое — поглотителем (абсорбентом). Наиболее распространенной бинарной смесью является водоаммиачный раствор. Из других бинарных смесей, применяемых в абсорбционных холодильных установках для получения температур захлаживания не ниже 0°C (кондиционирование воздуха, охлаждение воды), можно назвать фреон-21 с абсорбентом ди-

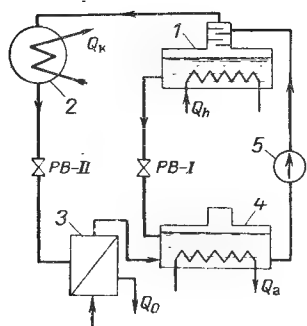


Рис. 6-11. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки непрерывного действия.

Принцип действия абсорбционной холодильной машины показан на рис. 6-11. В испарителе 3 за счет тепла охлаждаемой среды (рассола) происходит кипение аммиака при заданном давлении. Пары аммиака поступают в абсорбер 4, где абсорбируются слабым водоаммиачным раствором. Поскольку процесс абсорбции сопровождается выделением тепла Q_a , это тепло отводится из абсорбера охлаждающей водой. Для получения новой порции холода необходимо из образовавшегося в абсорбере крепкого раствора выделить пары аммиака и направить их в конденсатор 2, а затем через регулирующий вентиль РВ-II — в испаритель. Для этой цели перекачивающим насосом 5 крепкий раствор направляют из абсорбера в кипятыльник (генератор) 1 с давлением p_k , соответствующим давлению в конденсаторе (в действительности несколько большим — на величину гидравлических потерь в соединительном трубопроводе). В генераторе благодаря разогреву внешним источником тепла Q_h происходит разгонка раствора, причем пары аммиака уходят преимущественно в конденсатор, а обедненный водный раствор аммиака остается в генераторе. Слабый раствор возвращается из генератора в абсорбер через дроссельный регулирующий вентиль РВ-I, в котором давление снижается до p_0 , соответствующего давлению в абсорбере и в испарителе.

Таким образом, в абсорбционной холодильной маши-

метилэфиртетраэтиленгликолем и воду с абсорбентом бромистым литием [Л. 21, 50, 74].

Различают непрерывно действующие и периодически (циклично) действующие абсорбционные установки.

Абсорбционные установки непрерывного действия имеют испаритель, конденсатор и дроссельный регулирующий вентиль, подобные одноименным аппаратам компрессионных холодильных машин, а также абсорбер, генератор, водоаммиачный насос и вспомогательные аппараты — ректификатор и теплообменник.

не наряду с циркуляцией хладагента осуществляется циркуляция раствора между абсорбером и генератором. Заметим также, что теоретически наиболее низкая температура раствора в абсорбере равна температуре охлаждающей его воды, и, таким образом, температура раствора будет значительно выше температуры паров аммиака, отсасываемых из испарителя. Однако это обстоятельство не служит препятствием к поглощению раствором паров аммиака, так как единственным условием осуществления абсорбции является наличие в абсорбере раствора с концентрацией паров аммиака, меньшей, чем в испарителе. Следует иметь в виду и то, что температура слабого раствора, выходящего из генератора в абсорбер, выше температуры уходящего из абсорбера крепкого раствора. Однако давление в абсорбере сохраняется постоянным, так как в отличие от чистых жидкостей температуры кипения растворов могут иметь различные значения при одном и том же давлении в зависимости от их концентрации.

Исходя из равенства количеств подведенного и отведенного тепла, уравнение теплового баланса холодильной машины можно выразить в виде (рис. 6-11)

$$Q_k + Q_a = Q_0 + Q_h + AL_n, \quad (6-16)$$

где Q_k — тепло конденсации хладагента, ккал; Q_a — тепло абсорбции паров аммиака раствором в абсорбере, ккал; Q_0 — холодопроизводительность установки, ккал; Q_h — тепло, подводимое в генераторе, ккал; AL_n — работа, затрачиваемая в насосе на перекачивание раствора, ккал.

Так как величина тепловой работы насоса AL_n незначительна по сравнению с теплом Q_h , подведенным к генератору, то, суммируя $(Q_h + AL_n)$ в одну величину теплового расхода Q_w , получаем:

$$Q_k + Q_a = Q_0 + Q_w. \quad (6-17)$$

Величина теплового коэффициента ϵ_A , характеризующего степень внутреннего энергетического совершенства машины, определяется из условия

$$\epsilon_A = \frac{Q_0}{Q_w} \approx \frac{Q_0}{Q_h}. \quad (6-18)$$

Известны следующие группы абсорбционных машин непрерывного действия: одноступенчатые, применяемые при наличии источника тепла с температурой 100—150° С

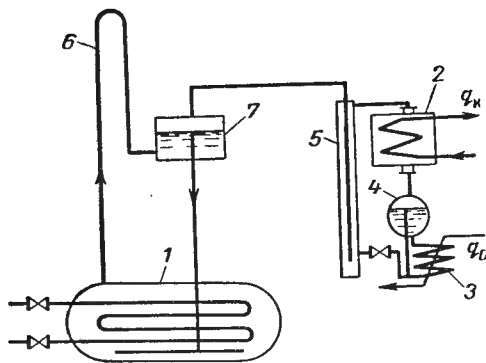


Рис. 6-12. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки периодического действия.

1 — генератор-абсорбер; 2 — конденсатор; 3 — испаритель; 4 — сборник хладагента; 5 — дренажный стояк; 6 — гидрозатвор; 7 — бак зазора.

для температур кипения в испарителе в интервале $+5 \div -45^\circ \text{C}$; двухступенчатые, применяемые при наличии источника тепла низкого потенциала или для низких температур кипения ($-50 \div -60^\circ \text{C}$).

В установках периодического действия (рис. 6-12) один и тот же аппарат 1 выполняет попеременно функции генератора и абсорбера. В первый период, носящий название зарядки, производится выпаривание крепкого раствора. Образующиеся при этом концентрированные пары низкокипящего компонента уходят в конденсатор 2, а оттуда в виде конденсата направляются в испаритель 3 и в нем накапливаются. Во втором периоде, носящем название разрядки, происходит кипение жидкости в испарителе и поглощение паров в генераторе-абсорбере. Для этой цели к змеевику генератора-абсорбера вместо горячего пара подводится охлаждающая вода. Совокупность периодов зарядки и разрядки носит название периода цикла. Во избежание слишком большой частоты циклов аппараты должны быть рассчитаны на емкость, достаточную для накопления на весь период зарядки или разрядки всего запаса водоаммиачного раствора или аммиака.

Возможно комбинирование двух машин периодического действия с перемежающимися периодами, и тогда два генератора-абсорбера работают одновременно, причем если один из них работает в качестве генератора, то другой — в качестве абсорбера. После окончания периода зарядки аппараты меняются ролями, благодаря чему обеспечивается непрерывность холодильного действия. Такие мелкие установки перспективны, например, для молочных и маслодельных заводов, где энергетические и габаритные недостатки имеют обычно меньшее значение, чем свойственная этим установкам простота их обслуживания.

Идеальный цикл абсорбционной холодильной машины показан на $T-s$ -диаграмме (рис. 6-13). Первая площадка (1—2—3—4—1) характеризует тепло q_h , поданное в генератор при наивысшей температуре T_h . Вторая площадка (4—5—6—7—4) определяет тепло q_0 , подан-

ное в испаритель при наиболее низкой температуре T_0 . Наконец, третья площадка (1—8—9—7—1) определяет тепло q_{k+a} , отведенное из конденсатора и абсорбера при температуре охлаждающей воды T_b .

Поскольку в идеальном круговом цикле суммарное изменение энтропии равно нулю и, следовательно,

$$\frac{q_h}{T_h} + \frac{q_0}{T_0} = \frac{q_{k+a}}{T_b},$$

а с другой стороны

$$q_h + q_0 = q_{k+a},$$

то в результате тепловой коэффициент ϵ_A можно записать как

$$\epsilon_A = \frac{q_0}{q_h} = \frac{\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_b}}. \quad (6-19)$$

Из формулы (6-19) следует, что тепловой коэффициент идеального цикла увеличивается с повышением температуры T_h и температуры T_0 и уменьшается с повышением температуры охлаждающей воды T_b .

Преимущественное применение абсорбционных холодильных машин целесообразно там, где имеется дешевый источник внешнего греющего тепла или обеспечивается возможность комбинированного производства тепла и холода. Такая возможность заключается прежде всего в использовании на предприятиях, нуждающихся в тепле и в искусственном холоде, отработавшего пара. В связи с развитием теплофикации и крупных производств, нуждающихся одновременно в тепловой энергии и в искусственном холоде, абсорбционные установки приобретают особое значение.

6-8. ПРОЦЕССЫ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ НА $i-\xi$ -ДИАГРАММЕ

Для практических расчетов в области аммиачных абсорбционных холодильных машин наибольшее распространение получила тепловая диаграмма $i-\xi$,

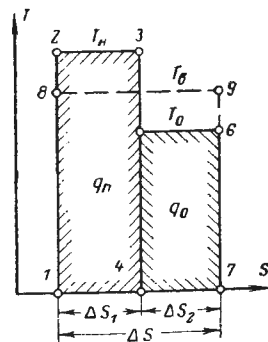


Рис. 6-13. Идеальный холодильный цикл абсорбционной установки на $T-s$ -диаграмме.

причем

$$\xi = \frac{G_{\text{NH}_3}}{G_{\text{NH}_3} + G_{\text{H}_2\text{O}}}, \text{ кг NH}_3/\text{кг смеси},$$

характеризует количество килограммов аммиака в 1 кг водоаммиачной смеси.

Если из абсорбера в генератор подано в час F , кг, крепкого раствора с концентрацией $\xi_{\text{к}}$ (см. рис. 6-11) и за этот же промежуток времени в генераторе из раствора выпаривается D , кг, пара высокой концентрации $\xi_{\text{п}}$, то в абсорбер возвращается $(F-D)$, кг, слабого раствора с концентрацией $\xi_{\text{с}}$. Исходя из материального баланса по аммиаку, получаем:

$$F\xi_{\text{к}} = (F-D)\xi_{\text{с}} + D\xi_{\text{п}}. \quad (6-20)$$

Относя количество крепкого раствора к 1 кг уходящих в конденсатор паров, получим удельную циркуляцию крепкого раствора, т. е. количество циркулирующего крепкого раствора на 1 кг аммиака — кратность циркуляции:

$$f = \frac{F}{D} = \frac{\xi_{\text{п}} - \xi_{\text{с}}}{\xi_{\text{к}} - \xi_{\text{с}}}. \quad (6-21)$$

Величину $(\xi_{\text{к}} - \xi_{\text{с}})$ называют зоной дегазации. Концентрация пара, уходящего из генератора всегда, естественно, меньше единицы. Во избежание попадания воды в конденсатор и затем в испаритель по пути из генератора в конденсатор устанавливают ректификатор, служащий аппаратом для отделения водяных паров. Необходимо подчеркнуть, что попадание воды в конденсатор совершенно недопустимо по эксплуатационным соображениям (замерзание воды и накопление в испарительной системе крепкого раствора вместо жидкого аммиака, что приводит к повышению температуры испарения при том же давлении). Практически с помощью ректификатора можно достичь концентрации паров перед конденсатором $\xi_{\text{с}} = 0,995$. В расчетах исходят из полной ректификации с учетом коэффициентов потерь, свойственных действительному циклу машины.

Диаграмма $i-\xi$ построена следующим образом. Кривая кипения жидкого раствора при постоянном давлении, выражающая графически зависимость энтальпии от концентрации, нанесена на рис. 6-14 в виде линии AC . Изобара сухого насыщенного пара, равновесного с

кипящим раствором, находится над изобарой кипящего раствора AC потому, что энтальпия пара больше энтальпии жидкости на величину теплоты парообразования. При концентрации жидкости ξ концентрация находящегося с ней в равновесии сухого насыщенного пара оказывается больше, и поэтому верхние точки изотермы сдвинуты вправо. Это вытекает из закона Коновалова, гласящего, что концентрация данного компонента в паровой фазе больше концентрации его в жидкой фазе в том случае, если добавление компонента увеличивает давление смеси.

Область, заключенная между кривыми кипения и конденсации, представляет область влажного пара. Нижние линии кипения проходят изотермы жидкого раствора. При этом система изотерм жидкого раствора остается общей для всех давлений вследствие того, что теплоемкость, а следовательно, и энтальпия практически не зависят от давления. Для определения же изотерм влажного пара при различных давлениях необходимо исходить из полной $i-\xi$ -диаграммы Бошняковича, на которой нанесены вспомогательные кривые (рис. 6-15). Так, например, для определения изотермы влажного пара, соответствующей состоянию жидкости в точке 1, проводят вертикаль до пересечения со вспомогательной кривой и затем, проведя линию параллельно оси абсцисс до пересечения с соответствующей изобарой сухого насыщенного пара, получают точку 2. Луч 1—2 и является искомой изотермой. Еще проще можно определить равновесную концентрацию пара с помощью вспомогательных кривых, нанесенных непосредственно на семействе изобар жидкости.

Простейший цикл абсорбционной холодильной установки (без теплообменника и ректификатора) в $i-\xi$ -диаграмме показан на рис. 6-16. На диаграмме нанесены

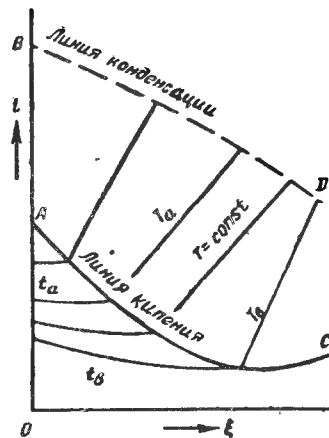


Рис. 6-14. $i-\xi$ -диаграмма для расчета абсорбционных холодильных установок.

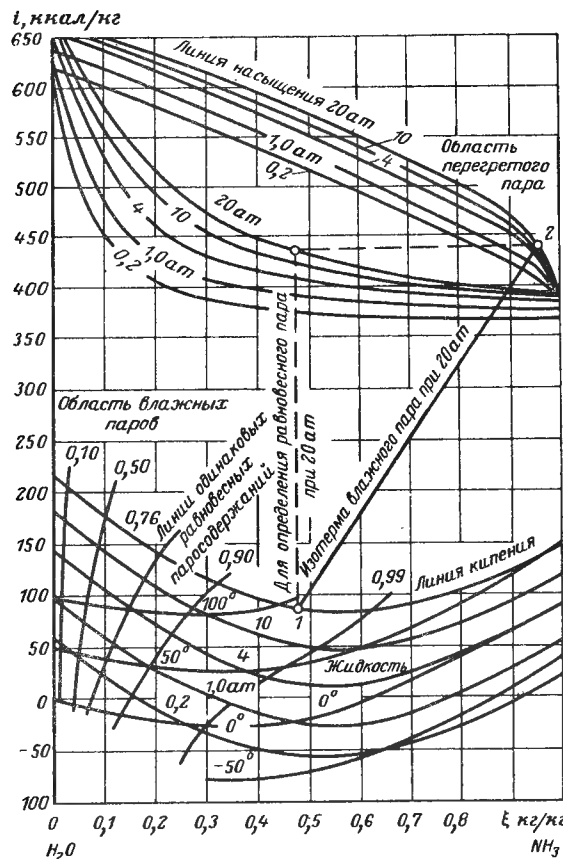


Рис. 6-15. i — ξ -диаграмма Бошняковича для обеих фаз водоаммиачного раствора.

изобары p_k и p_0 . Высшая температура кипения в генераторе t_2 определяется температурой греющего источника t_h . При этом необходимо учесть перепад температур, необходимый для передачи тепла от греющего источника раствору в генераторе. Обычно он составляет 6—8 град. Наинизшая температура крепкого раствора, уходящего из абсорбера (t_4), зависит от температуры охлаждающей воды. По давлению и наинизшей температуре абсорбции определяют концентрацию крепкого раствора ξ_k .

Линия 4—1 (вследствие крайне незначительной работы насоса точки 4 и 1 практически совпадают) харак-

теризует сжатие смеси в насосе от давления p_0 (точка 4) до давления p_k (точка 1). Таким образом, точка 1 определяет начало процесса в генераторе, а линия 1—1° — подогрев жидкости при концентрации ξ_k и давлении p_k до состояния насыщения (точка 1°). Линия 1°—2 описывает процесс кипения в генераторе, заканчивающийся при температуре t_2 .

Точка 3 совпадает с точкой 2, так как она определяет состояние раствора после дросселирования в РВ-I. Однако после дросселирования жидкость находится в виде эмульсии пар — жидкость. При этом состояние жидкости определяется точкой 3°, а состояние пара точкой 3'. Смесь с состоянием точки 3 попадает в абсорбер. Линия 3°—4 отражает процесс поглощения паров из испарителя.

Далее имеем:

1' — состояние паров, равновесных раствору в начале процесса в генераторе;

2' — то же в конце процесса в генераторе;

5 — состояние паров, уходящих из генератора, причем это состояние зависит от степени саморектификации паров в самом генераторе, определяемой его конструктивными особенностями;

5—6 — процесс конденсации при $p_k = \text{const}$ и $\xi_d = \text{const}$;

6—7 — процесс дросселирования в РВ-II до давления p_0 ; после дросселирования состояние смеси определяется по пару точкой 7' и по жидкости точкой 7°;

7—8 — процесс кипения в испарителе при температурах от t_7 до t_8 , которая определяется точкой пересече-

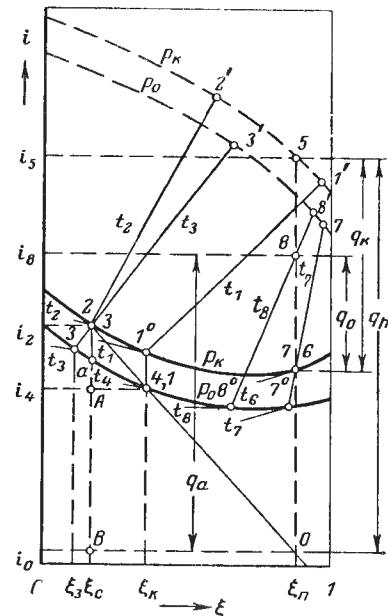


Рис. 6-16. Процесс абсорбционной холодильной установки в i — ξ -диаграмме.

чения линии $\xi_{\text{п}}$ с изотермой t_8 (точка 8). При этом $t_8 > t_7$.

Как было отмечено, при установке ректификатора $\xi_{\text{п}}$ близка к единице; в этих условиях изотермы $7^\circ 7'$ и $8^\circ 8'$ сливаются и становятся практически перпендикулярными к оси абсцисс.

6-9. РАБОЧИЕ СХЕМЫ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

На основании теплового баланса абсорбционной холодильной установки можно написать следующие уравнения.

1. Тепло q_h , подведенное в генератор и отнесенное к 1 кг паров, составит:

$$q_h = i_5 + (f - 1)i_2 - fi_4, \text{ ккал/кг}, \quad (6-22)$$

или

$$q_h = i_5 - i_2 + f(i_2 - i_4), \text{ ккал/кг}. \quad (6-23)$$

2. Тепло q_k , отведенное в конденсаторе:

$$q_k = i_5 - i_6, \text{ ккал/кг}. \quad (6-24)$$

3. Тепло q_0 , подведенное в испаритель (холодопроизводительность):

$$q_0 = i_8 - i_6, \text{ ккал/кг}. \quad (6-25)$$

4. Тепло q_a , отведенное в абсорбере:

$$q_a = i_8 - i_3(f - 1) - fi_4, \text{ ккал/кг}, \quad (6-26)$$

или

$$q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4), \text{ ккал/кг}. \quad (6-27)$$

5. Тепловой эквивалент работы насоса q_p :

$$q_p = Tvf(p_k - p_0), \text{ ккал/кг}. \quad (6-28)$$

Удельный объем водоаммиачной смеси v можно найти в таблицах или по приближенной формуле

$$v = \frac{0,001}{1 - 0,35\xi}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (6-29)$$

В описанной схеме абсорбционной холодильной установки (см. рис. 6-11) не предусмотрен теплообменник жидкого раствора генератором и абсорбером, устанавливаемый на всех действующих машинах непрерывного действия для повышения экономичности их работы. Действительно, если горячий раствор из генера-

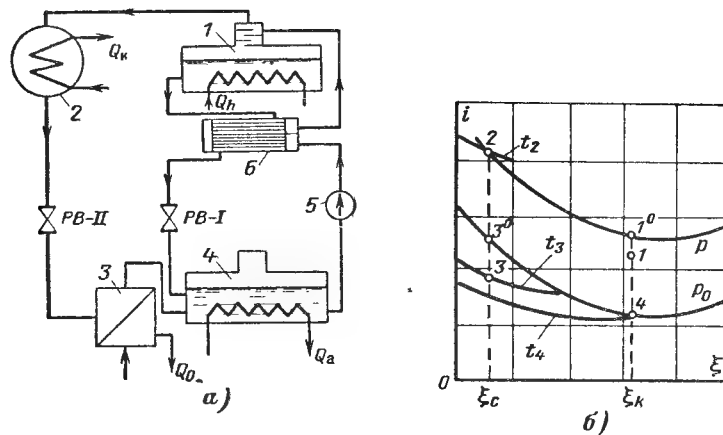


Рис. 6-17. Принцип регенеративного использования тепла в абсорбционной холодильной установке.

а — схема включения теплообменника; б — изменение состояния растворов в теплообменнике.

тора и холодный раствор из абсорбера заставить обмениваться теплом в противотоке, то температура крепкого холодного раствора приблизится к начальной температуре кипения в генераторе и уменьшится количество тепла, затрачиваемого извне. Слабый же горячий раствор поступит в абсорбер с температурой, близкой к температуре выходящего из него холодного крепкого раствора. Это в свою очередь уменьшит расход тепла (количество воды), отводимого в абсорбере. Схема включения теплообменника показана на рис. 6-17, а.

В теплообменник 6 входит $(f-1)$, кг, слабого раствора с температурой t_2 и f , кг, крепкого раствора с температурой t_4 . С учетом 5—10% потерь в окружающую среду передаваемое в теплообменнике количество тепла q_T составит:

$$q_T \approx 0,9(f - 1)(i_2 - i_3) = f(i_1 - i_4). \quad (6-30)$$

Изменение состояния раствора изображается на i — ξ -диаграмме вертикальными отрезками (рис. 6-17, б). Состояние крепкого раствора на выходе из теплообменника определяется точкой 1 с концентрацией ξ_k и эн-

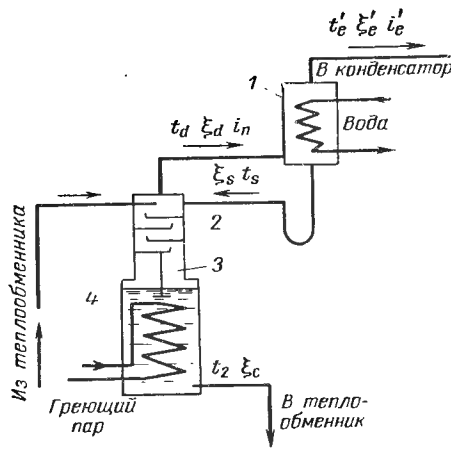


Рис. 6-18. Схема включения ректификатора в цикл абсорбционной холодильной установки.

1 — дефлегматор; 2 — флегма; 3 — ректификатор; 4 — генератор.

тальпией i_1 ; оно может быть найдено из зависимости

$$i_1 = \frac{q_r}{f} + i_4. \quad (6-31)$$

Включение в схему теплообменника уменьшает тепло, подаваемое в генератор извне, и тепло, отнимаемое в абсорбере охлаждающей водой, на величину q_r .

Низкая концентрация паров, выходящих из генератора, обуславливает попадание воды в конденсатор и, следовательно, в испаритель. Для повышения концентрации паров до $\xi \approx 1$ между генератором и конденсатором устанавливают, как отмечалось, ректификатор и дефлегматор. В некоторых конструкциях ректификация осуществляется в самом генераторе. Колонку ректификатора заполняют насадкой из колец или барботажными тарелками. Перегоняемой жидкостью служит крепкий раствор, поступающий из теплообменника. Так как достигнуть при этом значения ξ_n , равновесного ξ_k , практически невозможно и, следовательно, невозможно устранить попадание воды в конденсатор, для дальнейшего очищения паров ставят дефлегматор. Он охлаждается

либо водой, либо частью холодного крепкого раствора, отвечающего на пути между насосом и теплообменником. На рис. 6-18 показана схема с охлаждением дефлегматора водой. Образующаяся «флегма» стекает обратно в генератор.

Обозначив через R весовое количество флегмы, отнесенное к 1 кг ректифицированных паров, получим следующий материальный баланс:

$$(1 + R) \xi_n = \xi'_e + R \xi_s, \quad (6-32)$$

откуда

$$R = \frac{\xi'_e - \xi_n}{\xi_n - \xi_s}. \quad (6-33)$$

Обычно принимают $\xi_s \approx \xi_k$, хотя в действительности концентрация флегмы зависит от конструкции дефлегматора.

Теплоту ректификации q_R определяют из теплового баланса:

$$(1 + R) i_n = q_R + i'_e + R i_s,$$

откуда

$$q_R = (1 + R) i_n - i'_e - R i_s. \quad (6-34)$$

При наличии дефлегматора тепло, подаваемое в генератор, определяется следующим образом.

Из генератора выходит:

$(1 + R)$, кг, пара с энтальпией i_n ;
 $(f - 1)$, кг, раствора с энтальпией i_2 .

В генератор входит:

f , кг, раствора с энтальпией i_1 (в случае ректификации частью холодного раствора $f - f'$);

R , кг, флегмы с энтальпией i_s (в случае ректификации частью раствора $- R + f'$).

В таком случае при охлаждении дефлегматора водой

$$q_h = (1 + R) i_n - i_2 + f(i_2 - i_1) - R i_s \quad (6-35)$$

или

$$q_h = i_n - i_2 + f(i_2 - i_1) + R(i_n - i_s). \quad (6-36)$$

Из выражений (6-34) и (6-35) находим:

$$q_h = i'_e - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_R. \quad (6-37)$$

Охлаждение водой выгодно, если вода может быть использована для технологических нужд; в противном

случае целесообразно охлаждать дефлегматор частью холодного крепкого раствора, отбираемого между насосом и теплообменником, так как при этом тепловые коэффициенты будут более высокими.

В целях достижения наиболее высокого теплового коэффициента иногда прибегают к схеме с развитой регенерацией тепла, выгодной главным образом при низких температурах (ниже -25°) [Л. 10, 74].

К важнейшим отклонениям в балансе тепла реальных процессов от теоретических следует отнести:

а) потери во внешнюю среду (генератор, теплообменник);

б) потери, вызванные неравносностью паров, покидающих ректификатор;

в) потери вследствие ограниченности контакта между парами и раствором, приводящие к тому, что в конце абсорбции раствор несколько переохлажден, так как его концентрация ниже равновесной при данной температуре.

При расчете установки эти потери оцениваются обычно введением общего коэффициента внешних потерь тепла, принимаемого равным 0,9—0,8.

6-10. АППАРАТЫ АБСОРБИЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Конденсаторы

В абсорбционных холодильных установках применяют конденсаторы: кожухотрубчатые (горизонтальные и вертикальные), кожухомеевниковые, элементные, оросительные, листотрубные и других конструкций.

Кожухотрубчатый конденсатор показан на рис. 6-19, а. Отвод паровоздушной смеси из кожуха производят сверху, из места, наиболее удаленного от ввода пара. Конденсатор снабжен предохранительным клапаном диаметром не менее 15 мм.

Аммиачные элементные конденсаторы (рис. 6-19, б) применяются в средних и крупных холодильных установках. Они состоят из однотипных элементов, соединенных в батарею. Каждый элемент представляет собой как бы горизонтальный кожухотрубчатый конденсатор диаметром 250 мм с малым числом труб, обычно 14, диаметром 38 мм. Каждая секция снабжена ресивером, в верхней части которого имеется отвод паровоздушной смеси. Ресиверы соединены коллекторами. Аммиачный пар проходит последовательно все элементы сверху вниз или подается во все элементы параллельно.

Оросительные конденсаторы применяются в установках средней производительности. Конденсатор (рис. 6-19, в) вы-

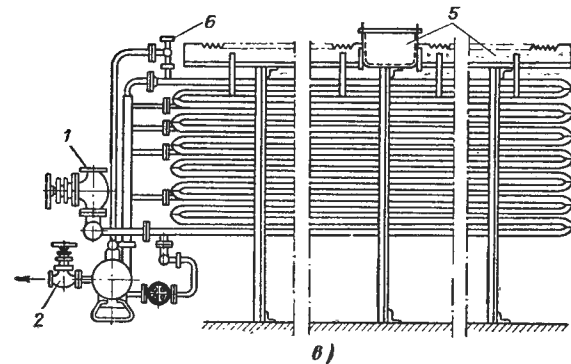
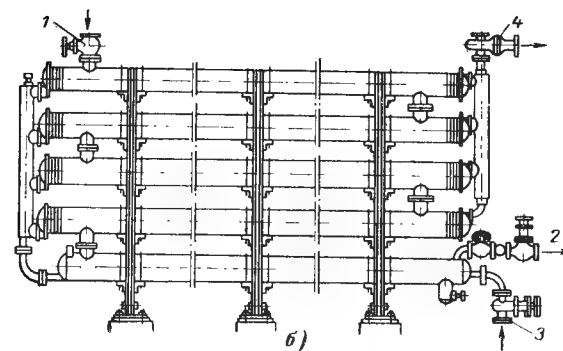
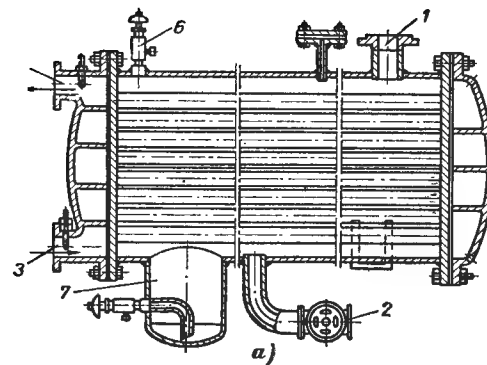


Рис. 6-19. Аммиачные конденсаторы.

а — кожухотрубчатый; б — элементный; в — оросительный;
1 — вход пара; 2 — выход жидкости; 3 — вход воды; 4 — выход воды; 5 — водораспределительный желоб; 6 — воздухоотделитель; 7 — дренаж.

Таблица 6-1

Коэффициент β для расчета теплоотдачи по формуле (6-38)

Число рядов	Пучок Жик-наба	Ромбический пучок	Коридорный пучок	Число рядов	Пучок Жик-наба	Ромбический пучок	Коридорный пучок
1	1	1	1	9	0,902	0,69	0,585
2	0,98	1	0,85	10	0,900	0,67	0,570
3	0,96	0,9	0,77	11	0,898	0,65	0,555
4	0,94	0,83	0,715	12	0,895	0,63	0,530
5	0,93	0,78	0,680	13	0,892	0,615	0,510
6	0,92	0,76	0,650	14	0,890	0,605	0,490
7	0,91	0,74	0,615	15	0,888	0,600	0,475
8	0,905	0,71	0,600	16	0,886	0,590	0,460

полнен в виде змеевика, состоящего по высоте из 12—14 труб диаметром 38—50 мм. Над змеевиками установлен водораспределительный бак с желобами. Хладагент вводится в нижнюю трубу каждой секции. Для повышения коэффициента теплопередачи между аммиаком и водой образующийся конденсат отводится в нескольких местах по высоте аппарата и поступает в ресивер. Между ресивером и верхней трубой помещается уравнивательная трубка, способствующая улучшению стока жидкости в ресивер. Поверхность выпускаемых оросительных конденсаторов составляет 30—90 м², число секций — от двух до шести.

Коэффициент теплоотдачи α в аммиачных конденсаторах на стороне паров конденсирующегося аммиака можно определить по формуле

$$\alpha = 0,725\beta A \left[\frac{r}{(t_k - t_{ст}) d} \right] \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}, \quad (6-38)$$

где β — коэффициент, зависящий от расположения труб в пучке (табл. 6-1).

Ниже приведены значения коэффициента A в зависимости от температуры конденсации t_k :

$t_k, ^\circ\text{C}$	0	5	10	15	20	25	30
A	1500	1480	1470	1460	1465	1475	1485

Расчет теплоотдачи на стороне охлаждающей воды и коэффициента теплопередачи производят по обычным формулам теплопередачи, применяемым в расчете процессов, рассматриваемых в конкретных условиях.

Испарители

В испарителе тепло передается от хладоносителя (рассола, воды) или от охлаждаемой среды холодильной камеры кипящему холодильному агенту. Охлажденный хладагент перекачивается из испарителя насосом к месту потребления холода.

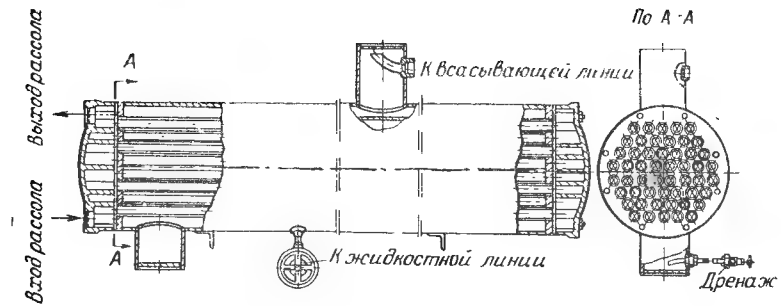


Рис. 6-20. Аммиачный кожухотрубчатый испаритель.

Кожухотрубчатый испаритель (рис. 6 20) представляет собой горизонтально расположенный цилиндрический сосуд длиной до 5 м с трубами диаметром 38—50 мм, ввальцованными в трубные решетки. По трубам протекает рассол. Хладагент подается в межтрубное пространство через штуцер, приваренный в нижней части кожуха. Для создания большой скорости движения рассола испарители выполняют многоходовыми. В верхней части испарителя приварен отделитель жидкости.

Особенностью работы испарителя абсорбционных холодильных машин является необходимость удаления из него остатка воды, накапливающегося в виде флегмы (5 г воды на 1 кг поступающего аммиака). Процесс дренажирования испарителя нарушает режим работы установки, а при несудачном выполнении может полностью остановить ее работу. Кроме того, с водой теряется значительное количество аммиака.

Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола при движении его внутри труб определяют по формуле Ульзамера [Л. 10]:

$$\alpha = 489 (1 + 0,007t) [1 - 1,1 (\gamma_s - 1)] \frac{w^{0,5}}{d^{0,5}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (6-39)$$

где γ_s — удельный вес рассола, кг/л.

При кипении в большом объеме коэффициент теплоотдачи от стенки к аммиаку находят по формуле

$$\alpha = A q^{0,706}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (6-40)$$

где коэффициент A имеет значения:

Температура кипения, $^\circ\text{C}$	—10	—20	—30	—40
A	5,95	5,92	5,91	5,84

Абсорберы

По принципу действия абсорберы разделяются на пленочные и барботажные. В пленочных абсорберах слабый раствор стекает по охлаждающей поверхности, абсорбирует пары аммиака. Охлаждающая поверхность барботажных абсорберов полностью залита раствором, пары аммиака подаются под раствор и, барботируя, абсорбируются в нем. В последние годы сконструирован и испытан комбинированный барботажно-пленочный абсорбер.

Элементный пленочный абсорбер (рис. 6-21, а) собирают из кожухотрубчатых элементов, располагая их один над другим. Каждый элемент снабжен своим оросительным корытом. Слабый раствор подается в верхний элемент, орошая последовательно трубы остальных элементов, становится крепким и стекает в ресивер. Пары аммиака поступают в элементы через специальные коллекторы. Охлаждающая вода подается в трубу ресивера крепкого раствора, движется последовательно по трубам всех элементов и нагретой выходит из верхнего элемента. Большое число фланцевых соединений элементного абсорбера вызывает нарушение герметичности аппарата; аппарат очень чувствителен к загрязнениям, забивающим отверстия в оросительных корытах.

Горизонтальный барботажный кожухотрубчатый абсорбер (рис. 6-21, б) представляет собой кожух с трубными решетками и выпуклыми крышками, усложненными перегородками для создания ходов воды по аппарату. В нижней части обечайки установлены барботеры. Слабый раствор подводится к верхней части аппарата и заполняет его на 75—85% высоты. Крепкий раствор отводится снизу. Аппарат нечувствителен к механическим загрязнениям. Поверхность контакта жидкой и паровой фаз в нем относительно мала, и поэтому он громоздок и требует большого количества аммиака для зарядки.

Барботажно-пленочный абсорбер (рис. 6-21, в) представляет собой кожух, в концы которого вварены трубные решетки. Оросительный короб, приваренный к трубным решеткам, разделяет теплопередающую поверхность на две части. Трубы, находящиеся между корпусом и коробом, работают, как в барботажном аппарате, а расположенные внутри короба — как в пленочном. По всей длине короба просверлены отверстия, через которые раствор стекает на трубы. Слабый раствор подается сначала на барботеры, приваренные к боковым стенкам короба, а затем поступает в пленочную часть. Крепкий раствор сливается в ресивер. Пары аммиака подаются в барботеры снизу, частично поглощаются при барботаже и поступают в пленочную часть аппарата, где полностью абсорбируются раствором. Число оросительных отверстий и их диаметр рассчитывают так, чтобы уровень раствора над коробом был 20—30 мм. Высота парового пространства должна быть минимальной — 0,9—0,95 диаметра корпуса.

Показатели работы и габариты барботажно-пленочного абсорбера в технико-экономическом отношении существенно выше, чем у пленочных и барботажных аппаратов.

Расчет теплопередачи в абсорберах ведут по общепринятым формулам. Коэффициент теплоотдачи от стен-

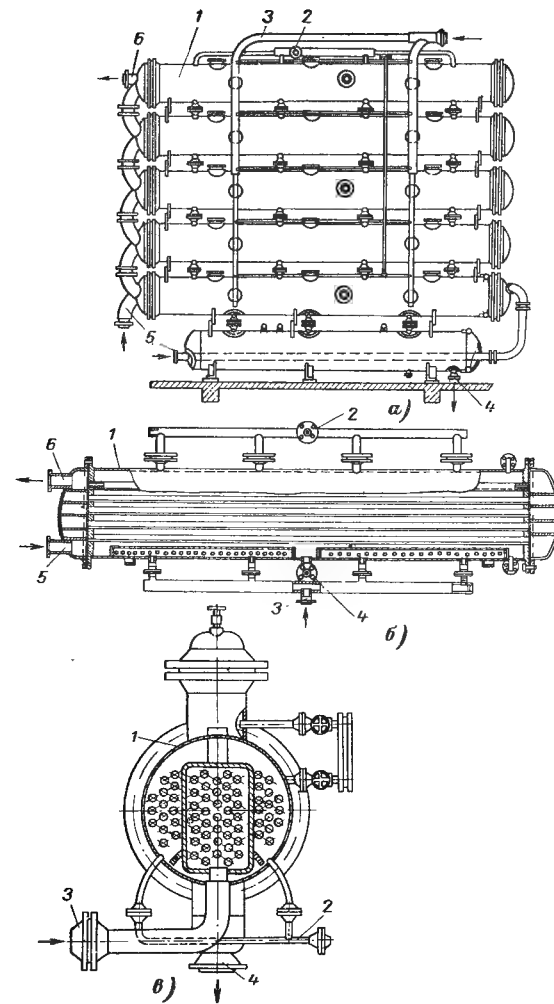


Рис. 6-21. Аммиачные абсорберы.

а — элементный пленочный; б — барботажный кожухотрубчатый; в — барботажно-пленочный; 1 — корпус; 2 — коллектор слабого раствора; 3 — вход аммиачных паров; 4 — выход крепкого раствора; 5 — вход воды; 6 — выход воды.

ки к воде, протекающей в трубах,

$$\alpha = 1780 \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \quad (6-41)$$

В абсорберах, в которых охлаждающая вода стекает по поверхности пленкой, коэффициент теплоотдачи определяют по формулам:

при орошении горизонтальных труб

$$\alpha = K \frac{G_n^{0,39}}{d^{0,61}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (6-42)$$

где G_n — плотность орошения, $\text{кг/м} \cdot \text{ч}$; K — константа: $K=655$ при $d=1''$, $K=815$ при $d=(2-4)''$; при орошении вертикальных труб — по формуле Сексавера: для воды при $t_n=(0-40)^\circ\text{C}$, стальные трубы:

$$\alpha_w = 2300 G_n^{0,5} H^{-0,05} (1 + 0,01442 \theta), \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (6-43)$$

медные трубы:

$$\alpha_w = 3160 G_n^{0,5} H^{-0,05} (1 + 0,01442 \theta), \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (6-44)$$

где G_n — плотность орошения труб (по сумме окружностей всех труб), $\text{кг/м} \cdot \text{ч}$; H — высота трубы, м ; $\theta = t_{ст} - t_w$ — разность между температурами стенки и воды, град .

Теплоотдачу на стороне абсорбирующего раствора определить значительно труднее. Здесь теплообмен определяется плотностью орошения, степенью смачиваемости, качеством поверхности, дисперсионностью барботажа и другими факторами. Этот вопрос подробно рассматривается в специальной литературе [Л. 10]. По номограмме (рис. 6-22) можно определить α от раствора к стенке трубы пленочного абсорбера с вертикальными трубами. Теоретические и экспериментальные значения α при пленочном стекании раствора по горизонтальной трубе не определены.

Для барботажных абсорберов коэффициент теплоотдачи от раствора к стенке трубы зависит от удельной тепловой нагрузки q . Известна следующая зависимость [Л. 10, стр. 208]:

$$\alpha = 21,2 q^{0,425}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (6-45)$$

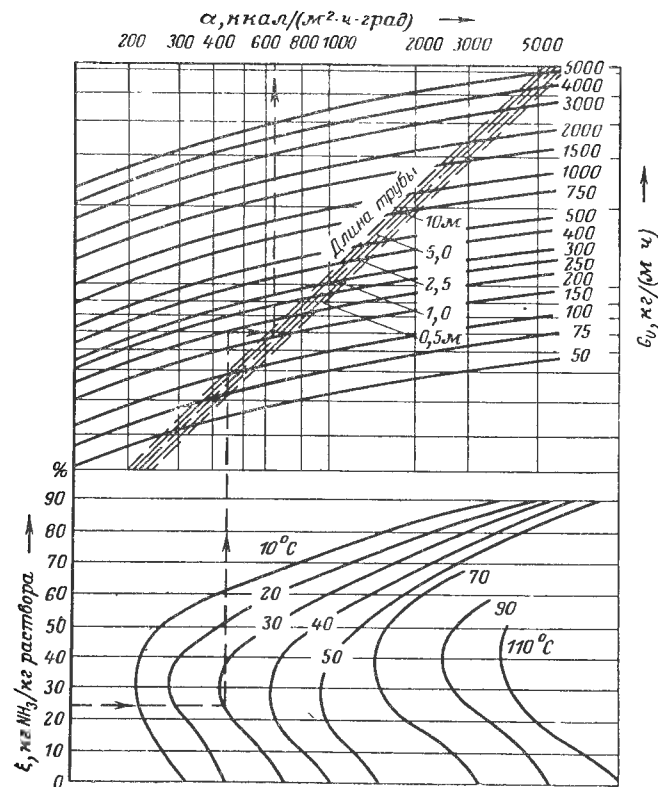


Рис. 6-22. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от раствора к стенке пленочного абсорбера с вертикальными трубами. Пунктиром показан пример:

$\xi \approx 25\%$, $t=30^\circ\text{C}$; $G_n \approx 200 \text{ кг/м} \cdot \text{ч}$, длина трубы 5 м, $\alpha \approx 630 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

при этом величина q изменялась от 1500 до 20000 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

По данным ВНИХИ для барботажно-пленочного абсорбера получены следующие значения коэффициентов теплопередачи между раствором и водой [Л. 10]:

$G_n, \text{ л/м} \cdot \text{ч}$	130	140	150	180
$k, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$	320	325	335	390

Поверхность теплообмена исследованного аппарата составляла 22,5 м^2 (67 труб диаметром 38×3 мм, длиной 3400 мм), причем в бар-

ботажной части находилось 30 труб, в пленочной — 37. Скорость воды — 0,45 м/сек. Концентрация слабого раствора составляла 0,22—0,25 кг/кг, крепкого 0,27—0,3 кг/кг.

Генераторы

Генераторы (кипятильники), очень разнообразны по конструкции: кожухотрубчатые (вертикальные и горизонтальные), элементные, двухтрубные, кожухозмеевиковые; по принципу действия — пленочные и затопленные.

Вертикальный кожухотрубчатый пленочный генератор, обогреваемый паром, показан на рис. 6-23, а. Он состоит из сборника слабого раствора, греющей поверхности и ректификационной колонны. Греющие вертикальные трубы снабжены направляющими колпачками, служащими для образования пленки раствора. Ректификационная колонна снабжена определенным расчетным числом тарелок и насадкой из колец Рашига. Крепкий раствор подается на насадку, сливается на верхнюю трубную решетку, а затем через направляющие колпачки стекает в виде пленки по внутренней поверхности труб. Слабый раствор сливается в сборник и отводится в теплообменник растворов. Ректификация аммиачных паров происходит сначала в кипятильных трубах стекающим кипящим раствором, затем на насадке — крепким раствором и далее на ректификационных тарелках — стекающей из дефлегматора холодной флегмой.

Вертикальные пленочные генераторы отличаются высокими коэффициентами тепло- и массообмена, компактностью, малой металлоемкостью и быстротой ввода аппарата в работу. Неудобства в работе вызывают частые засорения каналов направляющих колпачков и трудность замены труб. Аппараты удобны как при малой, так и при большой производительности холодильной установки.

Горизонтальный кожухотрубчатый затопленный генератор (рис. 6-23, б) представляет собой трубчатку с двумя трубными решетками, жестко соединенную с кожухом. В трубном пучке конденсируется греющий пар, а в межтрубном пространстве кипит водоаммиачный раствор. К горизонтально расположенной обечайке прикреплен вертикально ректификатор с распределительным устройством и насадкой. В распределительном устройстве, выполненном в виде пучка труб, осуществляется начальная ректификация аммиачных паров. Последующая ректификация происходит на кольцевой насадке холодной флегмой, стекающей из дефлегматора. Аппарат мало загрязняется и легко поддается очистке; смена труб затруднений не вызывает. Однако теплообмен в аппарате недостаточно интенсивен, что приводит к увеличению расхода металла, громоздкости, а также к большой инерционности режимов работы. Горизонтальные кожухотрубчатые генераторы нашли применение в маломощных холодильных машинах (до 100 тыс. ккал/ч).

Генераторы горизонтальные с газовым обогревом целесообразно применять в мощных абсорбционных холодильных установках на предприятиях, где имеются вторичные энергоресурсы в виде горячих газов или смеси технологических газов с парами воды, которые необходимо разделить. В межтрубном пространстве такого кожухотрубчатого аппарата (рис. 6-23, в) кипит водоаммиачный раствор, в трубах проходят горячие газы. Ректификационная колонна над ге-

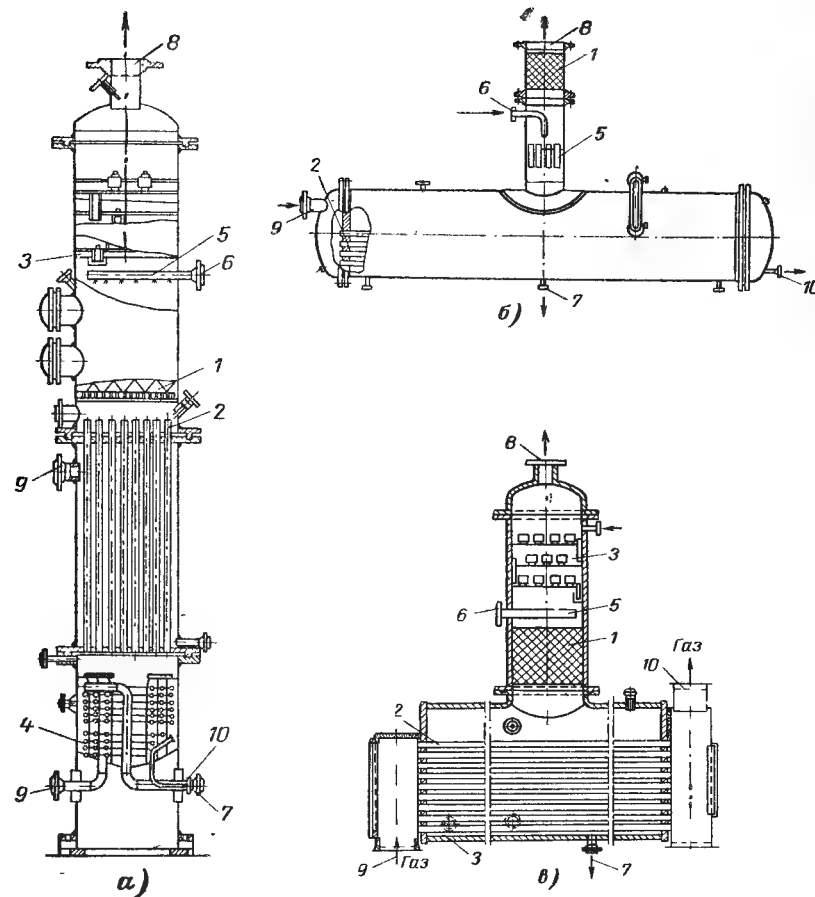


Рис. 6-23. Конструкции генераторов-кипятильников.

а — вертикальный кожухотрубчатый пленочный; б — горизонтальный кожухотрубчатый затопленный; в — горизонтальный с газовым обогревом; 1 — насадка из колец; 2 — кипятильные трубы; 3 — ректификационные тарелки; 4 — добавочный греющий змеевик; 5 — распределительное устройство; 6 — вход крепкого раствора; 7 — выход слабого раствора; 8 — выход паров аммиака; 9 — вход греющего теплоносителя; 10 — выход конденсата (газа).

нератором заполняется обычно барботажными тарелками с колпачками и насадкой из колец Рашига.

Коэффициент теплоотдачи от стенки горизонтальной трубы к кипящему водоаммиачному раствору можно найти по номограмме рис. 6-24 [Л. 10]. В ней значения α

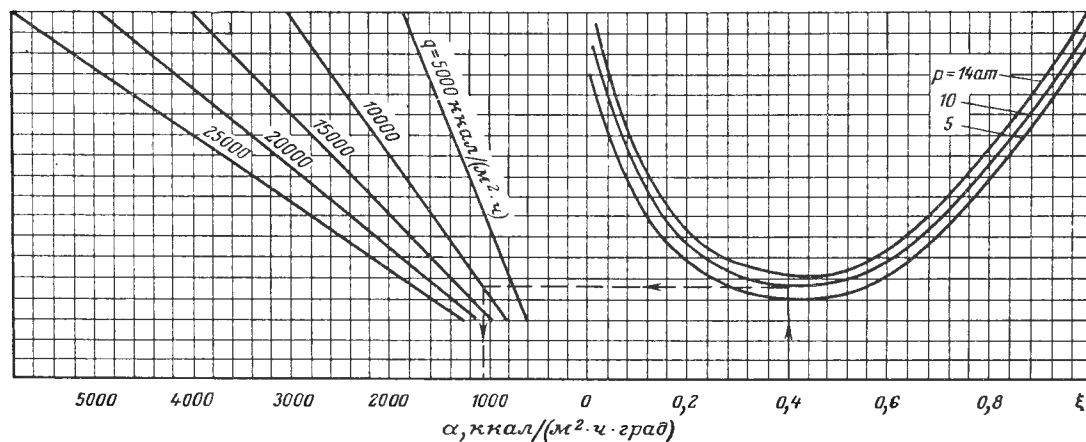


Рис. 6-24. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при кипении водоаммиачного раствора на горизонтальных трубах. Пунктиром показан пример:

$\xi = 0,4$ кг/кг, $p = 10$ ат, $q = 10 \cdot 10^3$ ккал/м² · ч; $\alpha = 1050$ ккал/м² · ч · град.

даны в пределах изменения концентраций, давлений и удельных тепловых нагрузок.

На рис. 6-25 приведена номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при кипении водоаммиачного раствора, стекающего по внутренней поверхности вертикальных труб. Эксперимент был проведен на генераторе с трубами диаметром 50 мм, длиной 1800—2500 мм; давление выпаривания изменялось от 8 до 14 ат, греющего пара — от 1 до 4 ат.

Ректификация и устройство генераторов абсорбционных холодильных машин необходимо проектировать по правилам и формулам гл. 5 или на основании данных специальной литературы.

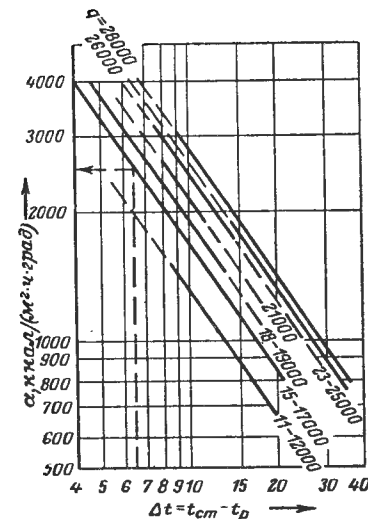


Рис. 6-25. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при кипении водоаммиачного раствора, стекающего по внутренней поверхности вертикальных труб. Пример: $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_p = 6,5^\circ \text{C}$, $q = 15 \cdot 10^3$ ккал/м² · ч, $\alpha = 2500$ ккал/м² · ч · град.

Теплообменники и переохладители

Теплообменники и переохладители абсорбционных холодильных установок выполняют двухтрубными при малых и средних мощностях холодильных машин и элементными или кожухотрубчатыми при больших мощностях.

Для уменьшения тепловых потерь и получения больших скоростей горячий слабый раствор направляют из генератора по внутренним трубам, а крепкий из абсорбера — по межтрубному пространству теплообменника. При малых кратностях циркуляции возможно закипание крепкого раствора, и поэтому его подводят к нижним элементам, отводя из верхних (для совпадения движения раствора и паровых пузырей).

В установках, где дефлегмация паров аммиака производится крепким холодным раствором, не удастся значительно переохладить слабый раствор в теплообменнике, вследствие чего увеличивается тепловая нагрузка абсорбера. В этом случае применяют водяной переохладитель слабого раствора, в результате чего улучшается процесс абсорции и уменьшается металлоемкость установки (коэффи-

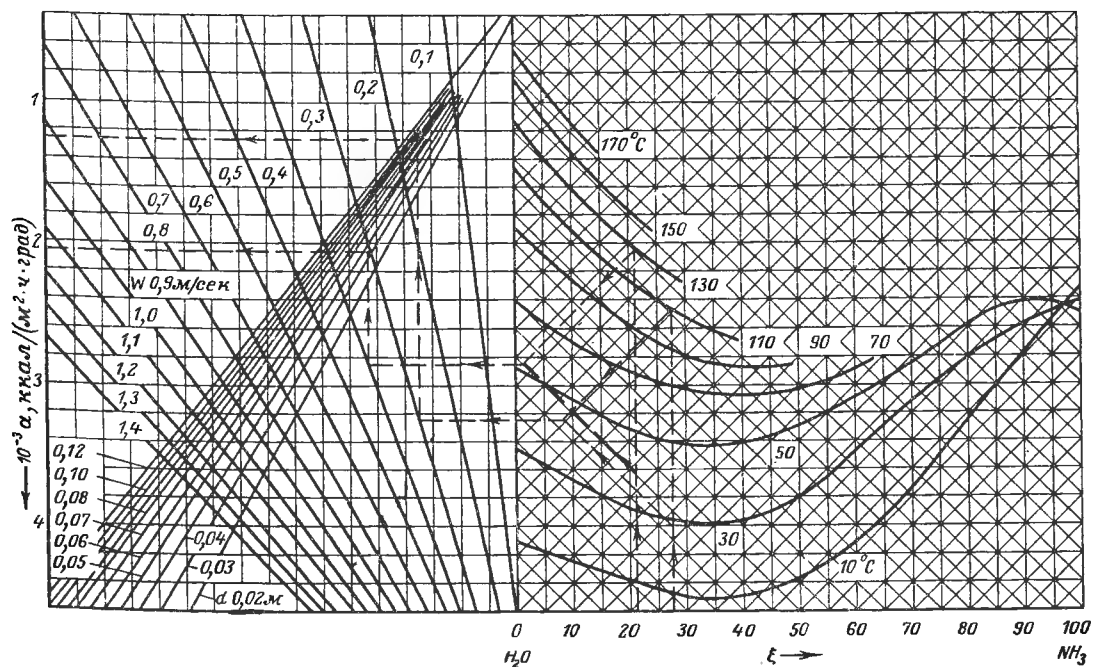


Рис. 6-26. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи со стороны слабого и крепкого растворов.

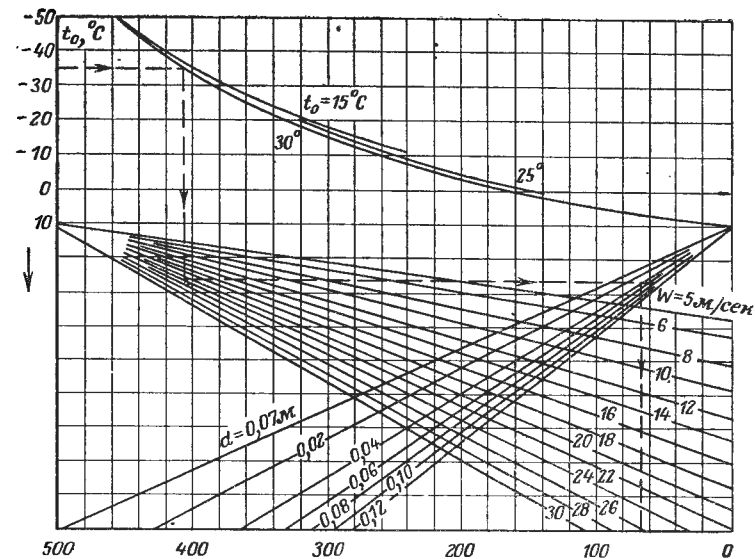


Рис. 6-27. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к парам аммиака. Пример: $t_o = -35^\circ\text{C}$, $w = 20$ м/сек, эквивалентный диаметр 0,04 м, $\alpha = 63 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$.

коэффициент теплопередачи в переохладителе значительно выше, чем в абсорбере). Водяные переохладители крепкого раствора применяют в тех случаях, когда возможно его вскипание, в результате чего нарушается режим работы водоаммиачного насоса и всей установки. Паровые переохладители служат для переохлаждения жидкого аммиака холодным паром, выходящим из испарителя.

Все отмеченные переохладители конструируют элементарными или двухтрубными.

Для определения коэффициента теплоотдачи в жидкостных теплообменниках и переохладителях со стороны слабого и крепкого водоаммиачных растворов можно пользоваться номограммой Нибергала, приведенной на рис. 6-26 [Л. 7, стр. 213]. Зная начальные и конечные температуры, концентрации, эквивалентные диаметры и скорости, можно найти по номограмме коэффициенты теплоотдачи со стороны слабого и крепкого растворов.

Для определения коэффициентов теплоотдачи α в паровом переохладителе пользуются следующими формулами:

на стороне жидкого аммиака при температурах от -20 до $+30^\circ\text{C}$

$$\alpha = 1890 \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}; \quad (6-46)$$

на стороны паров аммиака при продольном обтекании труб

$$\text{Nu} = 0,027 \text{Re}^{0,78}. \quad (6-47)$$

Коэффициент теплоотдачи на стороне паров аммиака можно определить также по номограмме рис. 6-27.

6-11. ПРИМЕР РАСЧЕТА АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Рассчитать абсорбционную холодильную установку для условий [Л. 28]:

$Q_0 = 30\,000 \text{ ккал/ч}$;

температура охлаждающей воды $t_w = +22^\circ\text{C}$;

температура греющего пара $t_n = 119,6^\circ\text{C}$ ($p_0 = 2 \text{ ат}$);

средняя температура рассола $t_p = -7^\circ\text{C}$;

охлаждение дефлегматора водой.

Принимаем давление конденсации $p_k = 12 \text{ ат}$. Соответствующая температура конденсации при $\xi'_c \approx 1$ $t_k = +30^\circ\text{C}$. Энтальпия ректифицированных паров аммиака $i'_c = 389 \text{ ккал/кг}$. Принимаем температуру испарения аммиака $t_0 = -20^\circ\text{C}$. Давление, соответствующее кипению, $p_0 = 2,0 \text{ ат}$. Принимаем наименьшую температуру раствора в процессе абсорбции $t_4 = +30^\circ\text{C}$. Концентрация крепкого раствора $\xi_k = 0,387 \text{ кг/кг}$. Соответствующая энтальпия крепкого раствора $i'_4 = 4 \text{ ккал/кг}$. Принимаем наивысшую температуру раствора в генераторе $t_2 = +110^\circ\text{C}$. Соответствующая концентрация слабого раствора $\xi_c = 0,298 \text{ кг/кг}$. Соответствующая энтальпия слабого раствора $i'_2 = 91 \text{ ккал/кг}$.

Кратность циркуляции крепкого раствора

$$f = \frac{\xi'_c - \xi_c}{\xi_k - \xi_c} = \frac{1 - 0,298}{0,387 - 0,298} = 7,9 \text{ кг/кг}.$$

Энтальпия жидкого аммиака после конденсатора $i'_6 = 118 \text{ ккал/кг}$.

Энтальпия паров аммиака после испарителя $i_8 = 378 \text{ ккал/кг}$.

Принимаем температуру слабого раствора после теплообменника $t_3 = 240^\circ\text{C}$. Соответствующая энтальпия слабого раствора $i_3 = 14 \text{ ккал/кг}$.

Определяем тепло q_τ , отдаваемое слабым раствором в теплообменнике:

$$q_\tau = (f - 1)(i_2 - i_3) - (7,9 - 1)(91 - 14) = 530 \text{ ккал/кг}.$$

Принимаем 10% потерь тепла в окружающую среду:

$$\Delta q_\tau = 0,1 q_\tau = 53 \text{ ккал/кг}.$$

Тепло, воспринятое крепким раствором в теплообменнике,

$$q'_\tau = 530 - 53 = 477 \text{ ккал/кг}.$$

Энтальпия крепкого раствора после теплообменника

$$i_1 = \frac{q'_\tau}{f} + i_4 = \frac{477}{7,9} + 4 = 64,5 \text{ ккал/кг}.$$

Соответствующая температура крепкого раствора (по i - ξ диаграмме) $t_1 = +80^\circ\text{C}$.

Тепло, отнимаемое в абсорбере,

$$q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 378 - 14 + 7,9(14 - 4) = 443 \text{ ккал/кг}.$$

Тепло, отнимаемое в конденсаторе,

$$q_k = i'_c - i_6 = 389 - 118 = 271 \text{ ккал/кг}.$$

Холодопроизводительность 1 кг аммиака

$$q_0 = i_8 - i_6 = 378 - 118 = 260 \text{ ккал/кг}.$$

Тепло, отнимаемое в ректификаторе (графически), $q_R = 90 \text{ ккал/кг}$.

Температуру паров перед ректификатором принимаем $t_n = 93^\circ\text{C}$.

Тепло, отнимаемое в генераторе,

$$q_h = i'_c - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_R = 389 - 91 + 7,9(91 - 64,5) + 90 = 597 \text{ ккал/кг}.$$

Тепловой баланс установки:

Приход тепла	Расход тепла
$q_h = 597 \text{ ккал/кг}$	$q_a = 443 \text{ ккал/кг}$
$q_0 = 260 \text{ ккал/кг}$	$q_k = 271 \text{ ккал/кг}$
	$q_R = 90 \text{ ккал/кг}$
	$\Delta q_\tau = 53 \text{ ккал/кг}$
Всего 857 ккал/кг	Всего 857 ккал/кг

Тепловой коэффициент

$$\epsilon_a = \frac{q_p}{q_h} = \frac{260}{597} = 0,43.$$

Часовое количество циркулирующего аммиака (с учетом внешних потерь в 15%)

$$G_A = \frac{Q_0}{q_0 \cdot 0,85} = \frac{30\,000}{260 \cdot 0,85} = 136 \text{ кг/ч}.$$

Часовое количество сухого насыщенного греющего водяного пара

$$G_h = \frac{q_h G_A}{r} = \frac{597 \cdot 136}{500} = 163 \text{ кг/ч}.$$

Удельный объем крепкого раствора

$$v_k = \frac{1}{1 - 0,35\xi_k} = \frac{1}{1 - 0,35 \cdot 0,387} = 1,16 \text{ л/кг.}$$

Часовой объем крепкого раствора

$$V_k = G_A f v_k = 136 \cdot 7,9 \cdot 1,16 = 1250 \text{ л/ч.}$$

Удельный объем слабого раствора

$$v_c = \frac{1}{1 - 0,35 \cdot 0,298} = 1,12 \text{ л/кг.}$$

Часовой объем слабого раствора

$$V_c = G_A (f - 1) v_c = 136 (7,9 - 1) 1,12 = 1050 \text{ л/ч.}$$

После определения параметров хладагента и теплоносителя во всех аппаратах установки необходимо провести тепловой и конструктивный расчеты абсорбера, генератора с ректификатором и дефлегматором, конденсатора и испарителя, а также всех теплообменников и переохладителей. Методика расчета перечисленных аппаратов приведена в соответствующих главах книги.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Какие источники энергии могут служить основой получения холода?
2. На каких принципах основана работа компрессионной, абсорбционной и парожекторной холодильных установок?
3. Какими величинами характеризуется работа компрессионной, абсорбционной и парожекторной установок?
4. Нарисуйте и объясните схемы парожекторной холодильной установки с поверхностными и смесительными конденсаторами. Назовите их достоинства и недостатки.
5. Изобразите теоретический и действительный циклы парожекторной холодильной установки в $T-s$ -диаграмме.
6. Как определяется расход пара низкого давления, образующегося в испарителе?
7. Как влияет унос капель на производительность парожекторной холодильной установки?
8. Составьте схему конструкции горизонтального испарителя парожекторной установки.
9. Опишите конструктивные особенности главного и вспомогательных эжекторов парожекторной установки.
10. Как определяют конструктивные размеры сопла и диффузора струйных эжекторов?
11. Напишите выражение для кратности охлаждения в конденсаторе.
12. Дайте сравнительную оценку поверхностных и смесительных конденсаторов парожекторных установок.
13. Составьте принципиальную схему абсорбционной холодильной установки непрерывного действия и объясните назначение каждого ее элемента.
14. Объясните принцип работы абсорбционной установки периодического действия.
15. Как определяется величина теплового коэффициента абсор-

бционной машины через тепловые нагрузки и температуры в аппаратах?

16. Выразите кратность циркуляции раствора в абсорбционной установке.

17. Изобразите принципиальный процесс абсорбционной установки в $T-s$ - и $i-x$ -диаграммах.

18. Каково назначение промежуточного теплообменника и ректификатора в схеме абсорбционной установки?

19. Назовите особенности в конструкциях испарителей абсорбционных холодильных машин.

20. Изобразите принципиальные конструкции абсорбера и генератора.

Глава седьмая

ДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

Автоматизация промышленных объектов возможна только при условии, когда известны их динамические характеристики. Предварительное изучение динамических свойств процесса необходимо для выбора рациональной схемы регулирования, типов регуляторов и правильной их настройки.

Изучение динамических свойств и определение динамических характеристик промышленных объектов могут быть проведены экспериментальными методами, которые в настоящее время разработаны с большой полнотой. Эти методы позволяют получать наиболее достоверные сведения о процессе. В последнее время получили развитие статистические методы исследования [Л. 47], дающие возможность определять динамические характеристики объектов в условиях их нормальной эксплуатации. Однако определенные экспериментально динамические характеристики могут быть использованы только для того объекта, на котором они изучались, и с той или иной точностью для очень узкого класса аналогичных объектов.

Появление математических машин вызвало широкое развитие аналитических методов получения динамических характеристик [Л. 8, 13, 19, 35, 40—47, 57, 78]. При этом одними и теми же уравнениями можно описывать свойства большого класса объектов. Аналитические методы играют особенно важную роль при необходимости определения динамических свойств объектов регулиро-

вания в процессе их проектирования. Составлению дифференциальных уравнений динамики объектов уделялось значительное внимание с момента зарождения теории автоматического регулирования, однако встретившиеся математические трудности решения задачи, необходимость введения большого числа упрощений и вследствие этого недостаточная для практических применений точность решения обусловили широкое распространение экспериментальных методов. Применение вычислительных машин устраняет эти трудности.

Дальнейшее развитие методов исследования динамических свойств объектов идет по пути сочетания аналитических и экспериментальных методов. Сопоставление аналитических и экспериментальных данных позволяет получить большую уверенность в правильности теоретических выводов и глубже понять физику процесса. Использование экспериментальных статических характеристик позволяет построить адекватную динамическую модель процесса. В то же время наличие теоретических уравнений динамики позволяет распространить полученные результаты на установки других типов и, что особенно важно, вносить корректировку в конструкцию аппаратов и создавать тем самым наиболее благоприятные условия для их автоматизации.

Ниже рассматриваются аналитические методы определения динамических характеристик некоторых тепло- и массообменных аппаратов.

7-1. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА «ТРУБА В ТРУБЕ»

Ограничим рассмотрение случаями параллельного тока теплоносителей. Выведем уравнения, описывающие динамические свойства рассматриваемого теплообменника. Если не ввести некоторых допущений, относящихся к физике процесса, то эти уравнения будут очень сложными. Для упрощения математического исследования сделаем следующие допущения [Л. 47]:

1) взяты усредненные значения температур по сечению трубопровода и рассматривается только изменение температур по направлению потока;

2) влиянием свободной конвекции жидкости на коэффициент теплообмена можно пренебречь, и поэтому рассматривается только вынужденная конвекция;

3) можно пренебречь количеством тепла, проходящим в направлении потока за счет теплопроводности как в жидкости, так и в стенке трубы;

4) эффекты излучения и проводимости в радиальном направлении учтены в локальных коэффициентах теплоотдачи;

5) теплоемкости теплоносителей приняты постоянными;

6) плотность несжимаемой жидкости также постоянна;

7) коэффициенты теплоотдачи конвекцией являются функциями температуры и скорости для данных аппаратов;

8) механической энергией (кинетической и потенциальной) можно пренебречь по сравнению с тепловой;

9) учитывается тепловая емкость стенки;

10) теплопроводность материала стенки принимается бесконечной;

11) потерями в окружающую среду можно пренебречь.

Выделим по длине теплообменника участок dx (рис. 7-1). К элементарному объему, ограниченному сечениями x и $x+dx$, может быть применен общий закон сохранения для непрерывных процессов: накопление равно поступлению минус потери. В момент времени τ количество тепла dQ_1 , накопленное греющим теплоносителем в объеме $A_1 dx$, где A_1 — поперечное сечение внутренней трубы, равно:

$$dQ_1 = \rho_1 c_{p1} T_1 A_1 dx,$$

где ρ_1, c_{p1} — плотность и теплоемкость греющего теплоносителя; T_1 — температура греющего теплоносителя в точке x .

При условии постоянства плотности и теплоемкости жидкости накопленное количество тепла dQ_2 в момент времени $\tau + d\tau$ составит:

$$dQ_2 = \rho_1 c_{p1} \left(T_1 + \frac{\partial T_1}{\partial \tau} d\tau \right) A_1 dx.$$

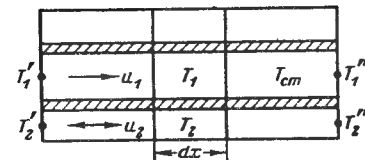


Рис. 7-1. Схема теплообменника «труба в трубе».

Таким образом, количество тепла, накопленное в участке dx за промежуток времени $d\tau$, представляет собой разность $dQ = dQ_2 - dQ_1$, т. е.

$$dQ = \rho_1 c_{p1} \left(T_1 + \frac{\partial T_1}{\partial \tau} d\tau \right) A_1 dx - \rho_1 c_{p1} T_1 A_1 dx$$

и, следовательно,

$$dQ = \rho_1 c_{p1} \frac{\partial T_1}{\partial \tau} A_1 dx d\tau.$$

Для греющего теплоносителя поступление тепла в участок dQ_3 обусловлено только перемещением жидкости и составляет в сечении x за время $d\tau$:

$$dQ_3 = \rho_1 c_{p1} T_1 u_1 A_1 d\tau,$$

где u_1 — линейная скорость жидкости.

Потери тепла на участке dx происходят как вследствие перемещения жидкости, так и вследствие теплоотдачи. Потери тепла с потоком жидкости dQ_4 через сечение $x + dx$ за время $d\tau$ составляют:

$$dQ_4 = \rho_1 c_{p1} \left(T_1 + \frac{\partial T_1}{\partial x} dx \right) u_1 A_1 d\tau.$$

Потери тепла вследствие теплоотдачи стенке dQ_5 за время $d\tau$ на участке dx равны:

$$dQ_5 = \pi D_1 dx \alpha_1 (T_1 - T_{ст}) d\tau,$$

где D_1 — внутренний диаметр трубы; α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке; $T_{ст}$ — температура стенки.

Комбинируя полученные выражения в уравнении закона сохранения, получим после деления всех членов на $dx d\tau$:

$$A_1 \rho_1 c_{p1} \frac{\partial T_1}{\partial \tau} + \rho_1 c_{p1} u_1 A_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} + \pi D_1 \alpha_1 (T_1 - T_{ст}) = 0. \quad (7-1)$$

Аналогично могут быть получены уравнения для температуры нагреваемой жидкости T_2 и температуры стенки $T_{ст}$. Для нагреваемой жидкости накопление тепла dQ_6 за время $d\tau$ на участке dx составляет:

$$dQ_6 = A_2 \rho_2 c_{p2} dx \frac{\partial T_2}{\partial \tau} d\tau,$$

где A_2 — проходное сечение для нагреваемого теплоносителя; ρ_2 , c_{p2} — его плотность и теплоемкость.

Поступление тепла в участок dx происходит с потоком жидкости и за счет теплоотдачи от стенки. Поступление тепла с потоком жидкости при прямотоке dQ_7 за время $d\tau$ определяется выражением

$$dQ_7 = \rho_2 c_{p2} T_2 u_2 A_2 d\tau,$$

где u_2 — линейная скорость жидкости.

Поступление тепла за счет теплоотдачи от стенки dQ_8 за время $d\tau$ определяется выражением

$$dQ_8 = \pi D_2 dx \alpha_2 (T_{ст} - T_2) d\tau,$$

где D_2 — наружный диаметр трубы; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому теплоносителю.

Потеря тепла из элемента $dx dQ_9$ связана только с потоком жидкости и составляет за время $d\tau$:

$$dQ_9 = \rho_2 c_{p2} \left(T_2 + \frac{\partial T_2}{\partial x} dx \right) u_2 A_2 d\tau.$$

Составляя далее уравнение закона сохранения для участка dx и интервала времени $d\tau$, получаем дифференциальное уравнение для температуры нагреваемой жидкости

$$A_2 \rho_2 c_{p2} \frac{\partial T_2}{\partial \tau} + \rho_2 c_{p2} u_2 A_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} - \pi D_2 \alpha_2 (T_{ст} - T_2) = 0. \quad (7-2)$$

Для участка dx стенки накопление тепла dQ_{10} за время $d\tau$ составляет:

$$dQ_{10} = \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2)}{4} dx \rho_{ст} c_{ст} \frac{dT_{ст}}{d\tau} d\tau,$$

где $\rho_{ст}$, $c_{ст}$ — плотность и теплоемкость материала стенки.

Поступление тепла к стенке dQ_{11} происходит за счет теплоотдачи от греющего теплоносителя и составляет за время $d\tau$:

$$dQ_{11} = \pi D_1 dx \alpha_1 (T_1 - T_{ст}) d\tau.$$

Потери тепла стенкой dQ_{12} связаны с теплоотдачей нагреваемому теплоносителю и составляют:

$$dQ_{12} = \pi D_2 dx \alpha_2 (T_{ст} - T_2) d\tau.$$

Составляя уравнение закона сохранения для стенки и принимая приближенно $D_1 = D_2 = D_{\text{ср}}$, получим:

$$\rho_{\text{ст}} c_{\text{ст}} x_{\text{ст}} \frac{dT_{\text{ст}}}{d\tau} + \alpha_2 (T_{\text{ст}} - T_2) - \alpha_1 (T_1 - T_{\text{ст}}) = 0, \quad (7-3)$$

где $x_{\text{ст}} = \frac{D_2 - D_1}{2}$ — толщина стенки.

Если стенка тонка настолько, что ее тепловой емкостью можно пренебречь, то в нестационарных режимах будет справедливо такое же уравнение для температуры стенки, как и в стационарном режиме, т. е. теплоотдача между горячей и холодной жидкостями может быть описана с помощью коэффициента теплопередачи. Температура стенки в этом случае будет однозначно определяться температурами омывающих ее жидкостей.

В том случае, когда теплопроводность стенки не может быть принята бесконечной, при описании нестационарных режимов необходимо учитывать динамику изменения поля температур в стенке. Последняя, как известно, описывается уравнением теплопроводности.

Таким образом, уравнения (7-1), (7-2) и (7-3) представляют собой математическую модель теплообменника «труба в трубе» и описывают его динамические свойства. В качестве граничных условий должны быть заданы температуры теплоносителей на входе:

$$T_1|_{x=0} = T'_1(\tau)$$

$$T_2|_{x=0} = T'_2(\tau).$$

При противотоке изменяются направление скорости u_2 и, следовательно, знак второго члена в уравнении (7-2).

Исследование динамических характеристик, описываемых полученными уравнениями, удобно производить с помощью вычислительных машин, так как аналитическое исследование системы дифференциальных уравнений в частных производных затруднительно. В частности, для этого могут быть использованы аналоговые вычислительные машины, наиболее удобные для исследования динамических свойств [Л. 43, 53].

При наборе уравнений на аналоговой машине возможна только одна независимая переменная — время. Поэтому по пространственной координате уравнения должны быть представлены в конечных разностях.

Заменяя производные $\partial T / \partial x$ на разностные отношения $\frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta x}$, получаем для уравнений (7-1), (7-3):

$$\begin{aligned} \frac{dT_{1i}}{d\tau} = & - \left(\frac{u_1}{\Delta x_i} + \frac{\pi D_1}{A_1} \frac{\alpha_1}{\rho_1 c_{p1}} \right) T_{1i} + \\ & + \frac{u_1}{\Delta x_i} T_{1i-1} + \frac{\pi D_1 \alpha_1}{A_1 \rho_1 c_{p1}} T_{\text{ст}i}; \end{aligned} \quad (7-4)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_{\text{ст}i}}{d\tau} = & - \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{x_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} c_{\text{ст}}} T_{\text{ст}i} + \frac{\alpha_1}{x_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} c_{\text{ст}}} T_{1i} + \frac{\alpha_2}{x_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} c_{\text{ст}}} T_{2i}; \quad (7-5) \\ \frac{dT_{2i}}{d\tau} = & - \left(\frac{u_2}{\Delta x_i} + \frac{\pi D_2}{A_2} \frac{\alpha_2}{\rho_2 c_{p2}} \right) T_{2i} - \\ & - \frac{u_2}{\Delta x_i} T_{2(i-1)} + \frac{\pi D_2 \alpha_2}{A_2 \rho_2 c_{p2}} T_{\text{ст}i}. \end{aligned} \quad (7-6)$$

Для первого участка ($i=1$) с учетом граничных условий имеем:

$$\begin{aligned} \frac{dT_{11}}{d\tau} = & - \left(\frac{u_1}{\Delta x_{1/2}} + \frac{\pi D_1}{A_1} \frac{\alpha_1}{\rho_1 c_{p1}} \right) T_{11} + \\ & + \frac{u_1}{\Delta x_{1/2}} T'_1 + \frac{\pi D_1}{A_1} \frac{\alpha_1}{\rho_1 c_{p1}} T_{\text{ст}1}; \end{aligned} \quad (7-7)$$

$$\frac{dT_{\text{ст}1}}{d\tau} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{x_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} c_{\text{ст}}} T_{\text{ст}1} + \frac{\alpha_1}{x_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} c_{\text{ст}}} T_{11} + \frac{\alpha_2}{x_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} c_{\text{ст}}} T_{21}; \quad (7-8)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_{21}}{d\tau} = & - \left(\frac{u_2}{\Delta x_{1/2}} + \frac{\pi D_2}{A_2} \frac{\alpha_2}{\rho_2 c_{p2}} \right) T_{21} + \\ & + \frac{u_2}{\Delta x_{1/2}} T'_1 + \frac{\pi D_2 \alpha_2}{A_2 \rho_2 c_{p2}} T_{\text{ст}1}. \end{aligned} \quad (7-9)$$

Для случая противотока граничным участком для нагреваемого теплоносителя является n -й участок.

На рис. 7-2 показана структурная схема системы уравнений (7-4) — (7-9), на которой изображены только первое и последнее звенья. Между ними может быть расположено сколько угодно промежуточных звеньев, аналогичных последнему. Точность воспроизведения уравнений в частных производных при этом определяется числом интервалов разбиения.

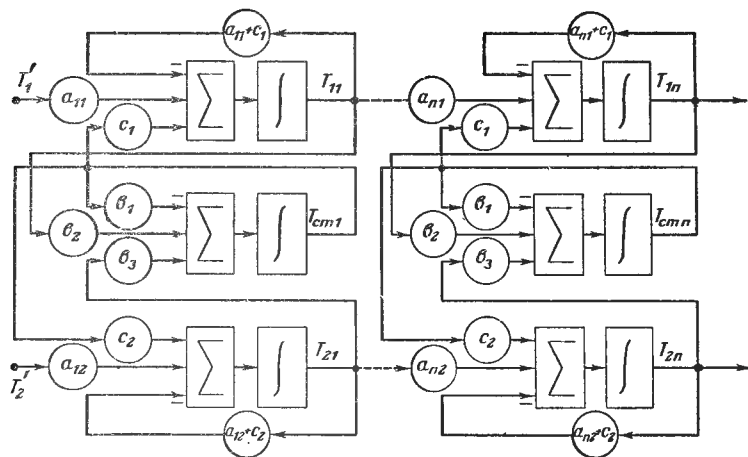


Рис. 7-2. Структурная схема математической модели теплообменника «труба в трубе».

$$a_{1j} = \frac{u_j}{\Delta x_1} \quad (j = 1, 2);$$

$$a_{ij} = \frac{u_j}{\Delta x_1} \quad (i = 2, \dots, n; j = 1, 2);$$

$$c_j = \frac{\pi D_j \alpha_j}{A_j \rho_j c_{pj}} \quad (j = 1, 2).$$

Уравнения (7-7) — (7-12) могут быть набраны на аналоговой машине после выбора масштабов изменения температуры и времени и расчета на основании этого передаточных коэффициентов отдельных блоков машины [Л. 43].

Переходные процессы могут возникнуть в теплообменнике по следующим причинам:

1) колебания температур теплоносителей на входе в теплообменник, что соответствует в структурной схеме изменению T_1' и T_2' или соответствующих им напряжений;

2) изменения скоростей жидкостей, что в структурной схеме аналогично изменению коэффициентов, содержащих u_1 и u_2 . Введением нелинейных блоков можно учесть при этом влияние скоростей на коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 ;

3) изменения условий теплообмена из-за загрязнения поверхностей труб или по каким-либо другим причинам.

Изменение температур греющего и нагреваемого теплоносителей на выходе теплообменника в переходном режиме можно наблюдать по напряжению на выходе последнего звена (рис. 7-2). С помощью схемы рис. 7-2, набранной на аналоговой машине, могут быть легко и быстро изучена реакция теплообменного аппарата на разнообразные возмущающие воздействия; исследована динамика изменения характеристик теплообменника в результате старения; изучено влияние размеров и конструктивных параметров на динамические характеристики аппарата. При этом в качестве возмущающих воздействий могут быть выбраны либо наиболее часто встречающиеся на практике, либо облегчающие построение амплитудно-фазовых частотных характеристик, необходимых для синтеза систем автоматического регулирования. На рис. 7-3 приведена кривая изменения выходной температуры греющего теплоносителя T_1' при синусоидальном изменении входной температуры T_1' для теплообменника «труба в трубе».

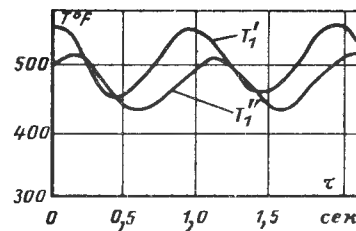


Рис. 7-3. Динамическая характеристика теплообменника «труба в трубе».

7-2. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

В отношении регулирования выпарной аппарат является сложным объектом. Эта сложность объясняется не только тем, что он является типичным нелинейным объектом, подверженным различным по форме возмущениям, но и наличием значительных запаздываний, особенно при изменении основного параметра — концентрации раствора.

Для исследования динамических свойств процесса выпаривания составим математическое описание процесса [Л. 84, 85]. Несмотря на большое разнообразие конструкций и режимов работы выпарных аппаратов,

физическая природа происходящих в них процессов одинакова. Основные из них следующие: 1) конденсация пара в греющей камере; 2) передача тепла от пара кипящей жидкости (через греющую стенку); 3) кипение жидкости, в результате которого выделяются пары растворителя и раствор становится более концентрированным.

В соответствии с этим каждый выпарной аппарат имеет следующие основные элементы: 1) пространство греющего пара; 2) поверхность нагрева; 3) пространство кипящей жидкости и вторичного пара (парожидкостное пространство).

Математическое описание процесса выпаривания должно состоять из связанных одно с другим уравнений, с помощью которых можно описывать элементарные процессы.

При описании процессов в греющей камере будем пренебрегать концентрацией неконденсирующихся газов, составляющих меньше 1%, и количеством конденсата, скапливающимся в нижней части камеры. При нормальной работе конденсатоотводчика последнее допущение выполняется с большой точностью. Математическое описание процессов в греющей камере должно включать уравнения материального и теплового балансов. Уравнение материального баланса для греющей камеры имеет вид:

$$\frac{d(M_1 + M_2)}{d\tau} = D_1 - D_k - D'_1, \quad (7-10)$$

где M_1 — масса пара в греющей камере; M_2 — масса пленки конденсата на поверхности нагрева; D_1 , D_k , D'_1 — расходы греющего пара, конденсата и пара с отводимыми неконденсирующимися газами.

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$\frac{dQ_\Sigma}{d\tau} = (D_1 - D'_1) i_0 - D_k i'_k - Q_1 - Q'_1, \quad (7-11)$$

где i_0 , i'_k — энтальпии греющего пара и конденсата; Q_1 , Q'_1 — количество тепла, передаваемое поверхности нагрева в единицу времени, и потери тепла в окружающую среду; Q_Σ — количество тепла, аккумулированное греющей камерой:

$$Q_\Sigma = M_1 u_n + M_2 c' t_k + M_m c_m t_m + M_n c_n t_n, \quad (7-12)$$

где u_n — внутренняя энергия пара в греющей камере; c' , t_k — теплоемкость и температура конденсата; M_m , c_m , t_m — масса, теплоемкость и температура металла корпуса греющей камеры; M_n , c_n , t_n — масса, теплоемкость и температура изоляции корпуса. Полагая c_m , M_m , c_n , M_n постоянными и объединяя уравнения материального и теплового балансов, получаем:

$$\begin{aligned} M_1 \frac{du_n}{d\tau} + (u_n - i') \frac{dM_1}{d\tau} + (c' t_k - i') \frac{dM_2}{d\tau} + M_2 \frac{d(c' t_k)}{d\tau} + \\ + M_m c_m \frac{dt_m}{d\tau} + M_n c_n \frac{dt_n}{d\tau} = \\ = (D_1 - D'_1) (i_0 - i') - Q_1 - Q'_1. \end{aligned} \quad (7-13)$$

Масса пара M_1 и масса пленки конденсата M_2 выражаются как

$$M_1 = \rho' V_1; \quad (7-14)$$

$$M_2 = \rho' V_2, \quad (7-15)$$

где ρ' и ρ'' — плотность конденсата и пара; V_1 , V_2 — объем пара и пленки конденсата.

Внутренняя энергия и плотность сухого насыщенного пара, а также плотность и теплоемкость воды на линии насыщения являются функциями температуры или давления:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = \frac{\partial u}{\partial t_n} \frac{dt_n}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial P_n} \frac{dP_n}{d\tau}; \quad (7-16)$$

$$\frac{\partial \rho''}{\partial \tau} = \frac{\partial \rho''}{\partial t_n} \frac{dt_n}{d\tau} = \frac{\partial \rho''}{\partial P_n} \frac{dP_n}{d\tau}; \quad (7-17)$$

$$\frac{\partial \rho'}{\partial \tau} = \frac{\partial \rho'}{\partial t_n} \frac{dt_n}{d\tau} = \frac{\partial \rho'}{\partial P_n} \frac{dP_n}{d\tau}; \quad (7-18)$$

$$\frac{\partial c'}{\partial \tau} = \frac{\partial c'}{\partial t_n} \frac{dt_n}{d\tau} = \frac{\partial c'}{\partial P_n} \frac{dP_n}{d\tau}, \quad (7-19)$$

где t_n — температура насыщения; P_n — давление, соответствующее температуре насыщения.

Предположим, что $\frac{dt_k}{d\tau} = \frac{dt_n}{d\tau}$. Принимая во внимание, что $i' = c' t_k$, и учитывая соотношения (7-14) — (7-19),

получаем вместо (7-13) следующее уравнение:

$$a_1^* \frac{dt_n}{d\tau} + M_m c_m \frac{dt_m}{d\tau} + M_n c_n \frac{dt_n}{d\tau} = (D_1 - D_1') (i_0 - i') - Q_1 - Q_1', \quad (7-20)$$

где
$$a_1^* = (V_3 - V_2) \left[\rho'' \frac{\partial u_n}{\partial t_n} + (u - i') \frac{\partial \rho''}{\partial t_n} \right] + V_2 \rho' \left(c' + t_k \frac{\partial c'}{\partial t_k} \right).$$

Рассматривая стенку греющей камеры и изоляцию как сосредоточенные емкости, составляем для них уравнения теплового баланса. Обычно с достаточной степенью точности можно принять:

$$t_m = t_n - \Psi; \quad t_n = \frac{t_m + t_0}{2},$$

где Ψ — постоянная величина; t_0 — температура окружающей среды.

Тогда

$$\frac{dt_m}{d\tau} = \frac{dt_n}{d\tau}$$

и

$$M_m c_m \frac{dt_m}{d\tau} + M_n c_n \frac{dt_n}{d\tau} = (M_m c_m + 0,5 M_n c_n) \frac{dt_n}{d\tau}. \quad (7-21)$$

Количество тепла, передаваемое поверхности нагрева Q_1 , можно вычислить по формуле

$$Q_1 = \frac{F_1'}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{2\lambda_{ст}}} (t_n - t_{ст}), \quad (7-22)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющего пара к стенке трубы; F_1' — поверхность конденсации; $\delta_{ст}$ — толщина стенки поверхности теплообмена; $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала поверхности нагрева.

Температура стенки $t_{ст}$ отнесена к ее середине, и второй член в знаменателе означает термическое сопротивление половины стенки.

Подставляя уравнения (7-21) и (7-22) в уравнение (7-20), получаем приближенное дифференциальное урав-

нение для определения температуры пара в греющей камере:

$$a_1 \frac{dt_n}{d\tau} = -a_2 t_n + a_3 t_{ст} + a_4 (D_1 - D_1') + a_5, \quad (7-23)$$

где

$$a_1 = a_1^* + M_m c_m + 0,5 M_n c_n;$$

$$a_2 = a_3 \frac{F_1'}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{2\lambda_{ст}}};$$

$$a_4 = i_0 - i_1';$$

$$a_5 = -Q_1'.$$

Уравнение (7-23) для греющей камеры содержит температуру поверхности нагрева $t_{ст}$, для определения которой должно быть составлено соответствующее дифференциальное уравнение.

Сделаем следующие предположения:

1) размеры труб испарителя одинаковы и трубы выполнены из материала с одинаковыми теплофизическими свойствами;

2) тепловой поток вдоль оси труб отсутствует;

3) все трубы испарителя воспринимают одинаковое количество тепла;

4) распределение температуры по толщине стенки трубы не учитывается.

Тогда уравнение теплового баланса для поверхности нагрева кипяtilьных труб имеет вид:

$$M_3 c_m \frac{dt_{ст}}{d\tau} = Q_1 - Q_2,$$

где M_3 — масса металла поверхности нагрева; Q_3 — количество тепла, передаваемое кипящей жидкостью трубами; Q_1 — определяется уравнением (7-22); Q_2 — определяется следующим выражением:

$$Q_2 = \frac{F_1''}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{2\lambda_{ст}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} (t_{ст} - t), \quad (7-24)$$

где F_1'' — поверхность нагрева со стороны кипящей жидкости; t — температура кипящей жидкости; α_2 —

коэффициент теплоотдачи к кипящей жидкости;
 δ_n, λ_n — толщина и теплопроводность слоя накипи.

Для получения математического описания переходных процессов в парожидкостном пространстве рассмотрим совместно уравнения материального и теплового балансов.

Уравнение материального баланса для парожидкостного пространства имеет вид:

$$\frac{d(M_{ж} + M_n)}{d\tau} = G_0 - G_1 - W, \quad (7-25)$$

где $M_{ж}, M_n$ — массы жидкости и пара в аппарате;
 G_0, G_1 — расходы жидкости на входе и на выходе из аппарата;
 W — расход образующегося пара на выходе из аппарата.

Составим тепловой баланс для парожидкостного пространства при условии идеального перемешивания раствора в пространстве аппарата. Суммарный тепловой поток ΔQ для парожидкостного пространства равен:

$$\Delta Q = Q_2 + G_0 c_0 t' - G_1 c' t_1 - W i_1, \quad (7-26)$$

где c_0, c' — теплоемкости жидкости на входе в аппарат и в аппарате;
 t' — температура жидкости на входе в аппарат;
 i_1 — энтальпия вторичного пара.

Скорость изменения суммарного количества тепла парожидкостного пространства $\dot{Q}'_\Sigma$ определяется уравнением

$$\frac{d\dot{Q}'_\Sigma}{d\tau} = \Delta Q. \quad (7-27)$$

Величина $\dot{Q}'_\Sigma$ определяется выражением

$$\dot{Q}'_\Sigma = \rho'' c' V_{ж} t + c_m \Sigma M_i t'_m + (V_0 - V_{ж}) \rho'' u_1, \quad (7-28)$$

где $V_0, V_{ж}$ — объем парожидкостного пространства и жидкости соответственно;
 ΣM_i — масса металла, соприкасающегося с парожидкостным пространством (за исключением металла поверхности нагрева);
 u_1 — внутренняя энергия пара.

Предположим, что температура вторичного пара t_1 и температура металла, соприкасающегося с парожидкостным пространством t'_m , отличаются от температуры

кипения жидкости на постоянные величины. Тогда

$$\frac{dt'_m}{d\tau} = \frac{dt_1}{d\tau} = \frac{dt}{d\tau}.$$

Принимая плотность и теплоемкость раствора постоянными для данного аппарата и используя соотношения (7-16) и (7-17) вместо (7-27), получаем:

$$d_1 \frac{dt}{d\tau} + d'_1 \frac{dV_{ж}}{d\tau} = \Delta Q, \quad (7-29)$$

где $d_1 = \rho''' c' V_{ж} + c_m \Sigma M_i + \rho'' (V_0 - V_{ж}) \frac{\partial u_1}{\partial t_1} +$

$$+ u_1 (V_0 - V_{ж}) \frac{\partial \rho''}{\partial t_1};$$

$$d'_1 = \rho''' c' t - \rho'' u_1.$$

При небольших возмущениях по расходам $dV_{ж}/d\tau$ в уравнении (7-21) мало. Тогда уравнение (7-29) превращается в уравнение

$$d_1 \frac{dt}{d\tau} = \Delta Q. \quad (7-30)$$

Пренебрегая в уравнении (7-25) M_n по сравнению с $M_{ж}$, что обычно справедливо для выпарных аппаратов, получаем:

$$\rho' \frac{dV_{ж}}{d\tau} = G_0 - G_1 - W. \quad (7-31)$$

Уравнение (7-31) можно легко преобразовать в уравнение для уровня жидкости в аппарате. Если объем жидкости определяется уравнением

$$V_{ж} = \Phi h,$$

где Φ — площадь поперечного сечения аппарата;
 h — уровень жидкости,

то вместо уравнения (7-23) будем иметь:

$$e_1 \frac{dh}{d\tau} = G_0 - G_1 - W, \quad (7-32)$$

где

$$e_1 = \Phi \rho'.$$

Для описания динамических свойств выпарного аппарата необходимо вывести уравнение для определения концентрации раствора в аппарате. Это уравнение пред-

ставляет собой материальный баланс сухих веществ. Будем пренебрегать уносом жидкости с паром. Учитывая, что жидкость перемешана идеально, имеем:

$$\frac{d(M_{\text{ж}} b)}{d\tau} = b_0 G_0 - b G_1, \quad (7-33)$$

где b_0, b — концентрации раствора на входе в аппарат и в аппарате.

Принимая во внимание уравнение (7-31) или (7-32), можно переписать уравнение (7-33) в виде

$$f_1 \frac{db}{d\tau} = b_0 G_0 - b(G_0 - W), \quad (7-34)$$

где

$$f_1 = \Phi \rho' h.$$

Таким образом, получена замкнутая система уравнений, описывающая с принятыми допущениями динамические свойства выпарного аппарата. Она состоит из следующих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \text{а) } a_1 \frac{dt_{\text{н}}}{d\tau} &= -a_2 t_{\text{н}} + a_3 t_{\text{ст}} + \\ &+ a_4 (D_1 - D'_1) + a_5; \\ \text{б) } c_1 \frac{dt_{\text{ст}}}{d\tau} &= -c_2 t_{\text{ст}} + c_3 t_{\text{н}} + c_4 t; \\ \text{в) } d_1 \frac{dt}{d\tau} &= -d_2 t + d_3 t_{\text{ст}} - d_4 W; \\ \text{г) } f_1 \frac{db}{d\tau} &= -(G_0 - W)b + G_0 b_0; \\ \text{д) } e_1 \frac{dh}{d\tau} &= G_0 - G_1 - W. \end{aligned} \right\} \quad (7-35)$$

Этой системой уравнений устанавливается связь между переменными $t_{\text{н}}, t_{\text{ст}}, t, b$ и h при различных регулирующих и возмущающих воздействиях D_1, D'_1, G_0, b_0, i_0 и $\delta_{\text{н}}$. Для определения расхода вторичного пара W систему уравнений, описывающую процессы в данном аппарате, необходимо рассматривать совместно с уравнениями, описывающими процессы аппарата, в который направляются вторичные пары.

Коэффициенты a_1, c_1, d_1, f_1 и e_1 системы (7-35) характеризуют инерционность выпарного аппарата по темпе-

ратурам пара в греющей камере, поверхности нагрева и кипящей жидкости, концентрации и уровню. Остальные коэффициенты характеризуют статические свойства выпарного аппарата.

Коэффициент a_1 характеризует суммарную тепловую емкость пара в греющей камере, пленки конденсата, металла корпуса греющей камеры и изоляции. Можно показать, что при колебаниях температуры пара в греющей камере в обычных для эксплуатации пределах ($\pm 10\%$) a_1 можно принять постоянным. Коэффициент $a_2 = a_3$ определяется в основном коэффициентом теплоотдачи при конденсации пара. Можно показать, что скорость изменения температурного режима выпарного аппарата на четыре-пять порядков ниже скорости изменения a_1 при переходных режимах, и поэтому последний можно вычислить по статическим зависимостям.

Коэффициент $a_4 = i_0 - i'$ можно считать постоянным при изменении температуры на $\pm 20^\circ \text{C}$. Потери тепла в окружающую среду Q'_1 практически не изменяются при изменении тепловой нагрузки аппарата на $\pm 30\%$, и поэтому $a_5 = \text{const}$.

В уравнении (б) системы (7-35)

$$c_1 = M_3 c_{\text{м}} = \text{const};$$

$$c_3 = a_2 = a_3 = \text{const}; \quad c_2 = c_3 + c_4,$$

где c_4 определяется коэффициентом теплоотдачи при кипении жидкости a_2 (при заданной поверхности нагрева F'_1 , толщине и теплопроводности слоя накипи). Коэффициент a_2 можно рассчитывать по статическим зависимостям, так как скорость его изменения очень велика. При небольших отклонениях плотности теплового потока от номинальной ($\pm 30\%$) его можно считать постоянным. При заданных конструктивных размерах коэффициент d_1 зависит от температуры и уровня (количества) жидкости и при небольших отклонениях последних от равновесных значений может считаться постоянным. Коэффициент f_1 зависит от уровня жидкости и при небольших его изменениях может считаться постоянным. Коэффициент e_1 определяется для заданного аппарата плотностью жидкости и может приниматься постоянным, так как последняя изменяется незначительно.

На основе системы уравнений (7-27) для одноступенчатого аппарата можно получить математическое описание многоступенчатой выпарной установки. При этом

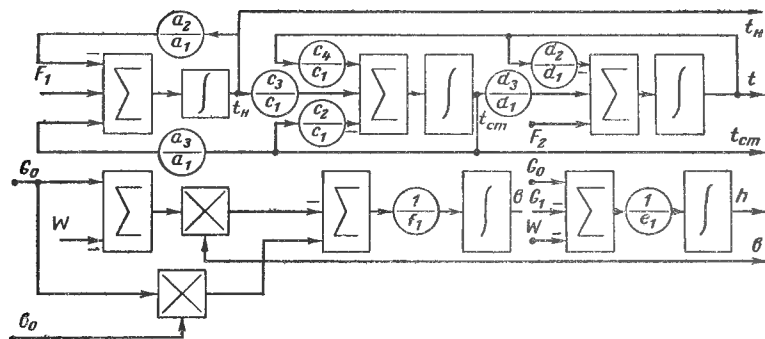


Рис. 7-4. Структурная схема математической модели выпарного аппарата.

для каждой ступени составляют идентичную систему уравнений при соблюдении следующих условий:

а) для прямоточной выпарной установки температура, концентрация, расход раствора и расход пара на входе i -го аппарата равны этим параметрам на выходе $(i-1)$ -го аппарата; температура пара на входе в i -й аппарат равна температуре пара в $(i-1)$ -м аппарате минус суммарная температурная депрессия $t_{\text{н}i} = t_{i-1} - \Delta i$;

б) для противоточной выпарки расход пара и температура на входе в i -й аппарат определяются так же, как при прямоточной выпарке, а температура, концентрация и расход раствора на входе в i -й аппарат равны соответствующим параметрам на выходе $(i+1)$ -го аппарата.

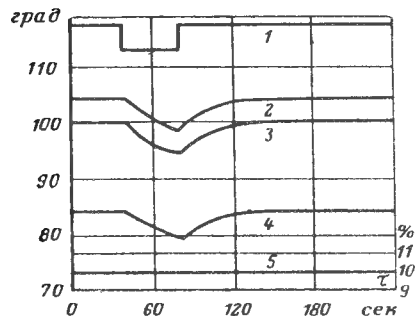


Рис. 7-5. Переходные характеристики выпарного аппарата при импульсном возмущении расходом греющего пара.

1 — расход греющего пара; 2, 3, 4 — температуры соответственно пара в греющей камере, поверхности нагрева и кипящей жидкости; 5 — концентрация.

Динамические свойства выпарного аппарата или многоступенчатой выпарной установки, описываемых системой уравнений (7-35), удобно исследовать на аналоговой машине.

На рис. 7-4 приведена структурная схема одноступенчатой выпарной установки, составленная в соответствии с уравнением (7-35). На рис. 7-5 приведены полученные на аналоговой машине

МНБ-1 импульсные характеристики одноступенчатого выпарного аппарата по температурам и концентрации при условии постоянства уровня при возмущении расходом греющего пара. Из графиков видно, что за время перехода температур к установившемуся состоянию концентрация практически не изменялась. Это дает возможность рассматривать уравнения для концентрации и уровня отдельно от уравнений для температурного режима и осуществлять их моделирование отдельно. На рис. 7-6 в качестве примера приведены переходные характеристики трехступенчатой выпарной установки, полученные на аналоговой машине.

7-3. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Ректификационная установка состоит из укрепляющей части колонны, исчерпывающей части колонны, кипяильника, дефлегматора и конденсатора. Работа ректификационной колонны сопровождается связанными между собой процессами тепло- и массообмена и физико-химическими превращениями. Полное математическое

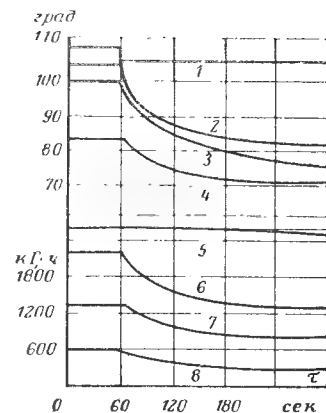


Рис. 7-6. Переходные характеристики выпарной установки при ступенчатом возмущении расходом греющего пара.

1 — расход греющего пара $\Delta D = 1000 \text{ кг/ч}$; 2, 3, 4, 5 — соответственно температуры пара в греющей камере, поверхности нагрева, кипящей жидкости и концентрация в первом аппарате; 6, 7, 8 — расход вторичного пара соответственно первого, второго и третьего аппаратов.

описание процессов, происходящих в ректификационной колонне, очень сложно. Для упрощенного математического описания работы ректификационной колонны примем следующие упрощающие предположения [Л. 19]:

- 1) давление во всей установке постоянно;
- 2) тепловой баланс не рассматривается;
- 3) молярные потоки в колонне постоянны;
- 4) массой паров на тарелках по сравнению с массой жидкости пренебрегают;
- 5) на диаграмме равновесия линия равновесия представляет собой прямую;
- 6) эффективность тарелки принимается равной 100%; предполагается, что жидкость перемешана на тарелке идеально;

7) при выводе уравнений рассматриваются малые отклонения от стационарного режима.

Уравнение материального баланса по низкокипящему компоненту для одной i -й тарелки укрепляющей части колонны при нестационарных условиях имеет вид:

$$R(x_{i+1} - x_i) + V(y_{i-1} - y_i) = M \frac{dx_i}{d\tau}, \quad (7-36)$$

где R — флегмовое число; M — количество жидкости на тарелке; V — скорость паров; x_i , y_i — концентрации жидкости и пара на i -й тарелке.

Уравнение линии равновесия в диапазоне рабочих условий имеет вид:

$$y = \alpha x + \xi. \quad (7-37)$$

Применив уравнение (7-37) вместо уравнения (7-36), получим:

$$R(x_{i+1} - x_i) + V\alpha(x_{i-1} - x_i) = M \frac{dx_i}{d\tau}$$

или

$$Rx_{i+1} - (R + V\alpha)x_i + V\alpha x_{i-1} = M \frac{dx_i}{d\tau}. \quad (7-38)$$

Это уравнение справедливо для всех тарелок укрепляющей части колонны.

Для питающей тарелки в уравнение добавляется еще один член, связанный с входным потоком питающей жидкости:

$$Rx_{m+1} - (R + V\alpha)x_m + V\alpha x_{m-1} + Fx_F = M \frac{dx_m}{d\tau}, \quad (7-39)$$

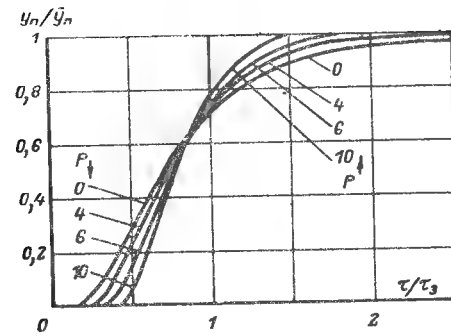


Рис. 7-7. Переходная характеристика ректификационной колонны по концентрации пара в верхней части колонны при ступенчатом изменении концентрации питающего раствора.

где m — номер питающей тарелки; x_F — концентрация поступающей жидкости; F — расход поступающей жидкости.

Для тарелок исчерпывающей части колонны поток жидкости, стекающей с предыдущей тарелки, увеличивается на величину входного потока и составляет $R + F$. Таким образом, для j -й тарелки исчерпывающей части колонны вместо уравнения (7-38) имеем:

$$(R + F)x_{j+1} - (R + F + V\alpha)x_j + V\alpha x_{j-1} = M \frac{dx_j}{d\tau}, \quad (7-40)$$

где

$$j = 1, 2, \dots, m - 1.$$

Система уравнений (7-38) — (7-39) может быть решена аналитически или исследована на аналоговой машине. Уравнения (7-38) при $i = m + 1, \dots, n$, (7-39) и (7-40) при $j = 1, 2, \dots, m - 1$ позволяют исследовать влияние различных возмущений на выходные параметры колонны: концентрацию пара в верхней части колонны y_n и концентрацию жидкости, стекающей в куб x_1 .

На рис. 7-7 приведены кривые переходных процессов по концентрации пара в верхней части колонны y_n при ступенчатом изменении концентрации питания x_F , рас-

считанные теоретически по уравнениям (7-38) — (7-40). Кривые получены при различных значениях параметра $P=n |\lg S|$, отражающего влияние числа тарелок n .

Здесь $S = \alpha \frac{V}{R}$ — так называемый коэффициент разделения. По оси абсцисс отложено относительное время τ/τ_3 , где τ_3 — время задержки, определяемое как отношение площади, ограниченной кривой переходного процесса, к площади при установившемся значении. По оси отложено относительное отклонение $y_n/\bar{y}_n$, где $\bar{y}_n$ — новое установившееся значение концентрации в парах верхней части колонны.

Дополняя систему уравнений (7-38) — (7-40) собственно колонны уравнениями кипятильника и конденсатора, можно получить математическую модель всей ректификационной установки. При упрощенном рассмотрении примем, что кипятильник и конденсатор представляют собой сосредоточенные емкости (здесь не затрагивается механизм процессов тепло- и массообмена в этих аппаратах). Тогда уравнение для конденсатора запишется в виде

$$M_1 \frac{dx_d}{d\tau} = V(\alpha x_n + \xi) - (R + D)x_d, \quad (7-41)$$

где M_1 , x_d — масса и концентрация жидкости в конденсаторе; D — расход готового продукта.

Уравнение для кипятильника, также рассматриваемого в виде сосредоточенной емкости, имеет вид:

$$M_w \frac{dx_w}{d\tau} = -V(\alpha x_w + \xi) + (R + F)x_1 - Wx_w$$

или

$$M_w \frac{dx_w}{d\tau} = (R + F)x_1 - (V\alpha + W)x_w - V\xi, \quad (7-42)$$

где M_w , x_w — масса и концентрация жидкости в кипятильнике; W — расход отводимого кубового остатка.

Более точный учет факторов, влияющих на процесс, приводит к громоздким уравнениям, выходящим за рамки настоящего рассмотрения.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Каковы недостатки экспериментальных методов определения динамических характеристик?
2. Какова формулировка закона сохранения непрерывных процессов?
3. Составьте тепловой баланс за время dt для участка dx греющего теплоносителя (теплообменник «труба в трубе»).
4. То же для нагреваемого теплоносителя.
5. Составьте структурную схему системы дифференциальных уравнений (7-1) — (7-3), представив их предварительно в конечных разностях.
6. Составьте динамические уравнения материального и теплового балансов для греющей камеры, парожидкостного пространства и поверхности нагрева выпарного аппарата. Перечислите принятые при этом предположения.
7. Какие условия должны соблюдаться при переходе от математического описания выпарного аппарата к описанию многоступенчатой выпарной установки?
8. Составьте уравнение материального баланса в динамике по летучему компоненту для одной тарелки ректификационной колонны.
9. То же для куба и конденсатора в предположении об идеальном перемешивании жидкости в них.

Глава восьмая

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

8-1. КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсация пара — один из наиболее распространенных процессов в теплообменных и энерготехнологических установках, и поэтому аппараты, в которых происходит этот процесс, широко распространены и разнообразны по конструкции. В энергетике конденсаторы устанавливают за паровыми турбинами для увеличения перепада энтальпии рабочего пара и для сбора конденсата; в выпарной технике с помощью конденсаторов увеличивают полезные температурные перепады в выпарных аппаратах; в дистилляционных и ректификационных установках с помощью конденсаторов получают чистые продукты фракционной разгонки жидких смесей; в паровых холодильных машинах в конденсаторах ожижают и охлаждают хладагент для производства холода в испарителе; конденсаторы — обязательный элемент оборудования вакуумных установок.

Конденсация пара может осуществляться либо в поверхностных конденсаторах, либо в конденсаторах смешения.

В поверхностных конденсаторах пар конденсируется на охлаждаемой металлической поверхности и получающийся конденсат не смешивается с охлаждающей жидкостью. Такие конденсаторы применяются либо тогда, когда необходимым условием является получение чисто дистиллята, либо тогда, когда конденсат содержит химически агрессивные или токсичные вещества, сброс которых в канализацию или в водоем общественного пользования или дальнейшее применение для технических нужд представляет опасность. Поверхностные конденсаторы ставят за выпарными установками малой мощности, удобно komponуемыми на нулевой отметке, когда установка барометрических конденсаторов смешения на большой высоте связана с дополнительными затратами. В остальных случаях нашли применение более простые и дешевые конденсаторы смешения.

Для поддержания заданного вакуума или давления конденсации из конденсаторов необходимо удалять неконденсирующиеся газы. В случае применения поверхностных конденсаторов удалению подлежат газы, содержащиеся в паре и просочившиеся через неплотности установки; при применении конденсаторов смешения к указанным газам добавляется воздух, растворенный в охлаждающей воде.

Конденсат, охлаждающая вода и неконденсирующиеся газы можно удалять из конденсатора совместно или раздельно. В первом случае это достигается при помощи мокровоздушного насоса, а во втором удаление воды и конденсата производится насосами или через барометрическую трубу, а отсасывание парогазовой смеси — сухим воздушным насосом или эжектором.

Поверхностные конденсаторы бывают разных типов: кожухотрубчатые, кожухомеевиковые, секционные, двухтрубные, спиральные и с ребристыми трубами, а также однострунные — погружные и оросительные. Конструктивное многообразие поверхностных конденсаторов может серьезно отражаться на технологии изготовления аппарата, затратах материалов, удобстве эксплуатации и габаритах помещения.

Однако методика теплового расчета всех рекуперативных конденсаторов остается одинаковой и не отлича-

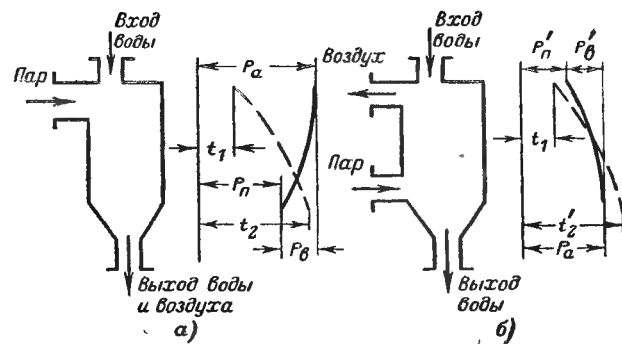


Рис. 8-1. Распределение давления и температуры по высоте прямого (а) и противоточного (б) смешительных конденсаторов.

ется от методики расчета рекуперативных теплообменников, рассмотренной в гл. 1.

Конденсаторы смешения (см. рис. 4-1 и 6-10) разделяются на прямоточные низкого уровня и противоточные — барометрические; в прямоточных потоки пара и воды направлены сверху вниз, в противоточных вода подается сверху, а пар движется снизу. Прямоточные конденсаторы дешевле по затратам на установку, но уступают противоточным по эксплуатационным расходам. На рис. 8-1 приведены диаграммы изменения давления пара и воздуха и температуры воды в прямоточном и противоточном конденсаторах. В прямоточном аппарате температура воды повышается по высоте от t_1 до t_2 , абсолютное давление по высоте не изменяется и равно p_a (рис. 8-1, а). По закону Дальтона это давление складывается из давления пара p_n и давления неконденсирующихся газов, главным образом воздуха p_b : $p_a = p_n + p_b = \text{const}$.

Если принять условно, что неконденсирующиеся газы (воздух) выделяются в конденсаторе из паров, тогда парциальное давление воздуха в прямоточном конденсаторе изменяется от 0 до $p_b = p_a - p_n$. Температура воздуха равна температуре воды на выходе из конденсатора, т. е. $t_{\text{возд}} = t''_в$.

В противоточном конденсаторе воздух отводится сверху, где парциальное давление максимально. Парциальное давление пара $p_n = p_a - p_b$ в этой части конденса-

тора наименьшее; поэтому и температура его насыщения, а следовательно, и предельная температура паровоздушной смеси на выходе из конденсатора ниже, чем в прямоточном конденсаторе. В нижней части противоточного конденсатора парциальное давление паров максимально и почти равно p_a ($p_v \approx 0$). Следовательно, их температура насыщения будет наиболее высокой, и предельная температура охлаждающей воды на выходе будет также наиболее высокая, т. е. выше, чем в прямоточном конденсаторе. Таким образом, в противоточном конденсаторе достигаются более высокий нагрев охлаждающей воды, что ведет к снижению ее расхода, и более низкая температура отсасываемой паровоздушной смеси, в результате чего снижается удельный объем этой смеси, а следовательно, и расход энергии на работу вакуум-насоса. Если учесть, что с уменьшением расхода охлаждающей воды снижается количество выделяющегося из нее воздуха, то расход энергии на отсос паровоздушной смеси в противоточном конденсаторе будет еще меньше.

Расчет конденсаторов смешения можно производить по формулам, рекомендуемым для расчета теплообменников смешения в гл. 4.

8-2. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

В процессах выпаривания, перегонки, абсорбции, получения холода и во многих других технологических операциях применяют нагрев, охлаждение, регенеративный теплообмен или поддержание реакции в заданных температурных условиях жидкостей и газов. Для этого применяют различные теплообменные аппараты.

Для обработки больших количеств исходного материала применяют обычно вертикальные кожухотрубчатые теплообменники. В аппаратах с паровым обогревом пар направляют в межтрубное пространство, а обрабатываемое вещество — по трубам. При охлаждении технологического продукта предпочтительно направлять хладоноситель в трубы, а продукт в межтрубное пространство. При этом кожух аппарата служит дополнительной поверхностью охлаждения. Во всех случаях необходимо создавать благоприятные условия теплообмена: турбулентность потока, противоточность движения сред, устранение застойных зон, предотвращение отложений на поверхности теплообмена и т. д.

В последние годы в качестве вспомогательных теплообменников находят применение спиральные аппараты (см. рис. 1-8,б). В них легко достигаются высокие скорости жидкостей по обе стороны поверхности теплообмена ($1,5—2,5$ м/сек) и, следовательно, минимальное ее значение. При одинаковых скоростях теплоносителей гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников меньше, чем в трубчатых.

В теплообменниках, предназначенных для работы с газами, затраты энергии на преодоление сил трения бывают очень велики и легко могут достигнуть величины, близкой к количеству энергии, транспортируемой газами в виде тепла. В настоящее время разработано много конструкций аппаратов с развитой гофрированной или ребристой поверхностью теплообмена, получивших название компактных теплообменников (см. рис. 1-11), которые по весу и габаритам значительно эффективнее трубчатых аппаратов. Такие аппараты рекомендуется применять для теплоносителей газ — газ и газ — жидкость. Подробная характеристика и методика расчета компактных теплообменников рассматриваются в специальной литературе [Л. 37, 63].

8-3. НАСОСЫ ДЛЯ ПЕРЕКАЧИВАНИЯ ЖИДКОСТЕЙ

Конденсатные насосы. Насосы для конденсата работают обычно при большом разрежении на всасывании. Абсолютное давление во всасывающем патрубке насоса должно быть выше давления насыщения, соответствующего температуре перекачиваемой жидкости. При нарушении этого условия во всасывающем патрубке происходит парообразование, и нормальная работа насоса нарушается. Для надежности в работе конденсатные насосы устанавливают ниже уровня отсасываемой жидкости в аппарате, а расстояние от этого уровня до оси насоса принимают таким, чтобы обеспечивался необходимый подпор на всасывании (не менее $0,5—0,8$ м).

Для транспортирования конденсата применяют центробежные насосы. Полный напор H_n насоса определяют по формуле

$$H_n = H_r + 10(p_n - p_k) + \Sigma h_{\text{пот}}, \text{ м вод. ст.}, \quad (8-1)$$

где H_r — высота подачи, м вод. ст.; p_n — давление в сосуде, в который нагнетается конденсат, кгс/см²; p_k —

давление в конденсаторе, кгс/см^2 ; $\Sigma h_{\text{пот}}$ — сумма потерь напора в трубопроводах и скоростных потерь на входе и выходе воды из насоса, м вод. ст. .

К. п. д. конденсатных насосов, обеспечивающих высоту всасывания до 9,5 м вод. ст. , находится в пределах 0,4—0,6.

Приближенная формула С. С. Руднева дает представление о максимально допустимой высоте всасывания $H_{\text{в,д}}^{\text{доп}}$ центробежных насосов [Л. 103]:

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = B - h_{\text{в.п}} - \frac{n}{742} \sqrt{nG^2}, \text{ м вод. ст.}, \quad (8-2)$$

где B — барометрическое давление в месте установки насоса, м вод. ст. ; $h_{\text{в.п}}$ — давление насыщения водяного пара, соответствующее температуре перекачиваемой воды, м вод. ст. ; n — частота вращения насоса, об/мин ; G — производительность насоса, $\text{м}^3/\text{сек.}$

Во всех случаях при установке насосов для откачивания воды из сосудов с давлением ниже атмосферного необходимо соединять уравнильной линией паровое пространство сосуда (конденсатора, испарителя и т. д.) со всасывающей полостью насоса. Конструкции и характеристики насосов широко представлены в каталогах и в специальной литературе.

Насосы специального назначения. Их применяют для перекачивания солевых растворов, промывных вод, кислот и щелочей. Такие насосы изготавливают из коррозионностойких материалов — ферросилида, нержавеющей сталей, керамики или пластмасс.

Консольные насосы типа КНЗ, ХНЗ, ЯНЗ и ЭИНЗ применяют для перекачивания кислот и щелочей, не содержащих взвешенных частиц. Эти насосы изготавливают из коррозионностойких сталей (К — железокремнистый сплав С-15; Х — хромистая сталь Х28; Я — нержавеющая сталь Х18Н9Т; ЭИ — нержавеющая жароупорная сталь ЭН432; Н — насос; 3 — условное обозначение конструкции насоса [Л. 42]).

Для перекачивания густых, волокнистых и загрязненных кислот, гидромассы и пульпы применяют центробежные одноступенчатые насосы типа ЭХМ-20.

Водоаммиачные насосы. Для перекачивания растворов в абсорбционных холодильных машинах применяют герметичные центробежные насосы типа ЦНГ.

Детали насоса, соприкасающиеся с жидкостью, выполняют из легированных сталей Х18Н12М3Т или Х18Н9Т. Эти насосы не имеют сальников; их конструкция не приспособлена для перекачивания жидкостей с загрязнениями в виде твердых частиц, так как при этом возможны задиры вала и выход из строя подшипников. Поэтому на всасывающей стороне насоса устанавливают надежный фильтр. Подпор к насосу должен быть не менее 2,5 м столба перекачиваемой жидкости. Конструкции и характеристики водоаммиачных насосов — см. [Л. 10].

Мощность на валу центробежного насоса определяют по формуле

$$N = \frac{GH}{3600 \cdot 102 \gamma \eta_n}, \text{ квт}, \quad (8-3)$$

где G — производительность насоса, кг/ч ; H — напор, создаваемый насосом, м ; γ — удельный вес жидкости, кг/м^3 ; η_n — к.п.д. насоса (0,6—0,8).

Монтежю. Для транспорта и эвакуации из сосудов агрессивных жидкостей иногда применяют пневматическое устройство — монтежю — вертикальный или горизонтальный резервуар, в который жидкость подается самотеком и вытесняется сжатым воздухом (рис. 8-2). Для заполнения корпуса 1 жидкостью открывают кран-воздушник 6 и кран 2 на трубопроводе с жидкостью; перед передавливанием жидкости краны 2 и 6 закрывают и открывают кран 5 на нагнетательной трубе 7, после чего через кран 3 подают сжатый воздух для вытеснения жидкости. По окончании передавливания закрывают кран 3 и соединяют монтежю с атмосферой.

Давление p , необходимое для удаления жидкости, можно определить по формуле

$$p = h_n \gamma + \frac{\gamma \omega^2}{2g} (1 + \Sigma \xi) + p_0, \text{ кгс/м}^2. \quad (8-4)$$

Скорость протекания жидкости ω при заданном давлении в монтежю равна:

$$\omega = 4,43 \sqrt{\frac{p - p_0 - h_n \gamma}{\gamma (1 + \Sigma \xi)}}, \text{ м/сек}, \quad (8-5)$$

где h_n — высота поднятия жидкости, м ; γ — удельный вес жидкости, кг/м^3 ; $\Sigma \xi$ — сумма всех коэффициен-

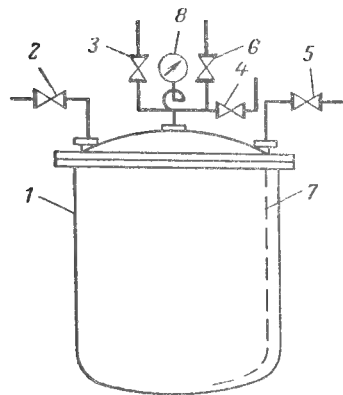


Рис. 8-2. Монтежю.

1 — корпус; 2, 3, 4, 5 — краны; 6 — край-воздушник; 7 — нагнетательная труба; 8 — манометр.

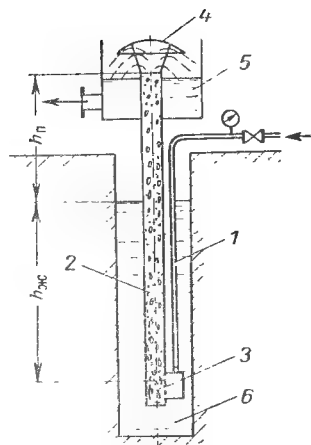


Рис. 8-3. Эрлифт (воздушный подъемник).

тов сопротивлений нагнетательного трубопровода; p_0 — давление в монтежю, кгс/м^2 .

Максимальная производительность монтежю 40—45 $\text{м}^3/\text{ч}$.

Достоинством монтежю является отсутствие сложных и движущихся узлов, недостатками — громоздкость, низкий к.п.д. и периодичность работы.

Эрлифты (воздушные подъемники). Для перекачивания солевой пульпы в выпарных установках и в других аналогичных случаях применяют воздушные подъемники — эрлифты (рис. 8-3). По трубе 1 через смеситель 3 сжатый воздух подводится снизу к подъемной трубе 2 и барботирует в жидкости в виде пузырьков. Плотность смеси жидкости и воздуха в подъемной трубе меньше, чем жидкости, окружающей эту трубу. Поэтому по принципу сообщающихся сосудов смесь поднимается по трубе выше уровня в емкости 6. На выходе из трубы 2 смесь огибает зонти-отражатель 4; при этом из смеси выделяется воздух, а жидкость сливается в приемный резервуар 5.

Необходимым условием для работы эрлифта является соблюдение неравенства

$$\frac{\gamma_{\text{ж}}}{\gamma_{\text{эм}}} > \frac{h_{\text{ж}} + h_{\text{п}}}{h_{\text{ж}}}, \quad (8-6)$$

где $\gamma_{\text{ж}}$ и $\gamma_{\text{эм}}$ — удельные веса жидкости и эмульсии, кг/м^3 ; $h_{\text{ж}}$ и $h_{\text{п}}$ — глубина погружения смесителя и высота поднятия жидкости, м.

Отношение $\zeta = \frac{h_{\text{ж}}}{h_{\text{ж}} + h_{\text{п}}}$ называется коэффициентом подъема эрлифта. При высоте подъема воды 6—30 м $\zeta = 0,65 \div 0,7$. Расход воздуха $V_{\text{в}}$ для подъема 1 м^3 воды на высоту $h_{\text{п}}$ можно определить по формуле

$$V_{\text{в}} = \frac{1,75 h_{\text{п}}}{C \lg \frac{h_{\text{ж}} + h_{\text{п}}}{10}}, \quad (8-7)$$

где коэффициент $C = f(\zeta)$ имеет значения:

ζ	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4
C	13,9	13,6	13,1	12,4	11,5	10,6	9,6

Проходное сечение подъемной трубы эрлифта должно быть таким, чтобы скорость эмульсии вблизи смесителя была не меньше 2,7 м/сек , а на выходе из трубы — около 7 м/сек .

Воздушные подъемники просты по конструкции и надежны в эксплуатации, особенно при повышенных температурах, когда условия для работы центробежных насосов становятся тяжелыми. Вместе с тем к.п.д. эрлифта низок (25—30%), производительность его невелика, и для его работы необходим сжатый воздух.

8-4. КОНДЕНСАТООТВОДЧИКИ

Быстрый отвод конденсата из паропотребляющих аппаратов необходим для обеспечения высокой теплопроизводительности, а из паропроводов — для предотвращения гидравлических ударов и связанных с ними повреждений. Автоматическое удаление конденсатора без пропуска пара осуществляется посредством специальных устройств — конденсатоотводчиков, которые можно разделить на четыре группы [Л. 69].

Первая группа — поплавковые конденсатоотводчики с открытым сверху (рис. 8-4,а) или снизу цилиндрическим поплавком. Принцип их работы основан на различии плотностей пара и конденсата. Отвод конденсата периодический.

Вторая группа — поплавковые конденсатоотводчики с герметически закрытым, полым шарообразным поплав-

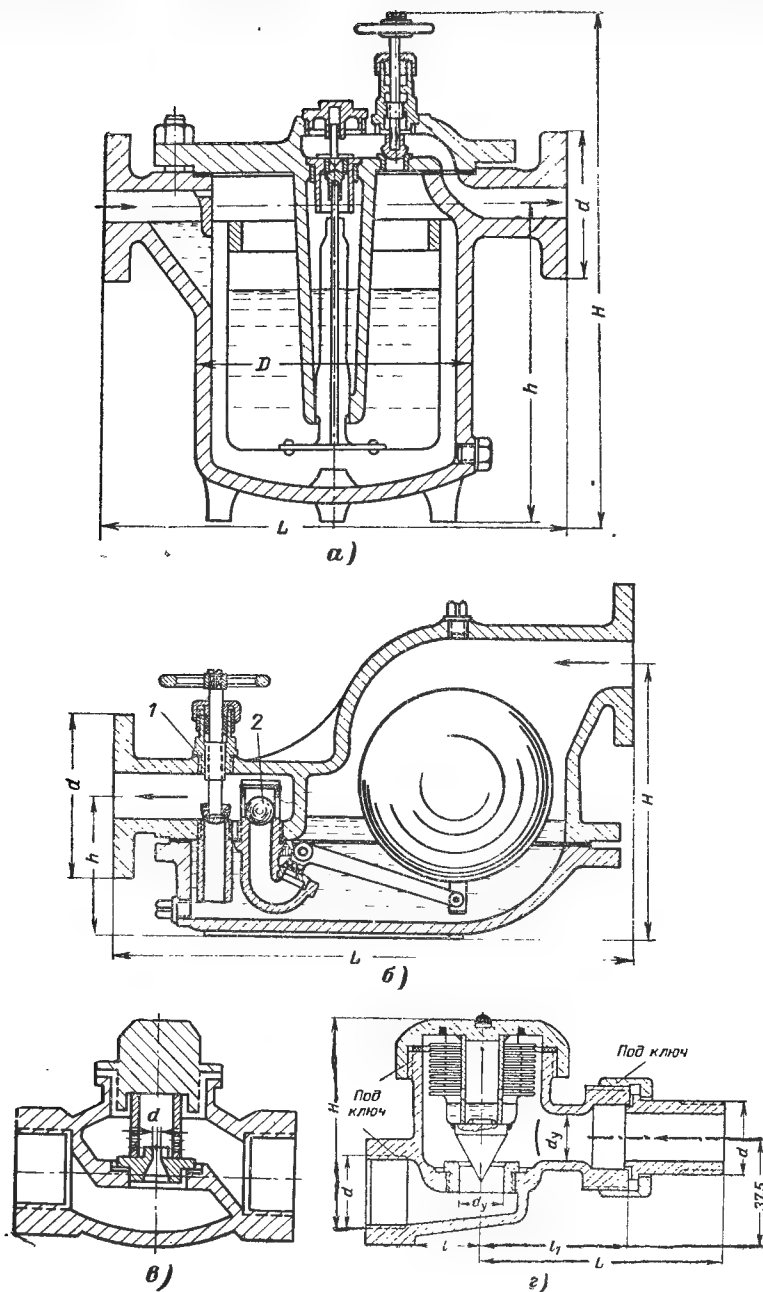


Рис. 8-4. Конденсатоотводчики.

а — с открытым поплавком и с двойным клапаном типа КСВ (I группа);
 б — с закрытым поплавком и с шиберным затвором типа Т-200 (II группа);
 1 — обводной клапан; 2 — обратный клапан; в — односопловой типа ЗИЛ
 (III группа); г — термостатический типа ЦКБА (IV группа).

ком и с золотниковым или шиберным затвором (рис. 8-4,б). Принцип их работы такой же, как и приборов первой группы, но отвод конденсата непрерывный.

Третья группа — сопловые конденсатоотводчики с однократным и многократным расширением пара (рис. 8-4,в). Принцип их работы основан на различии удельных объемов пара и конденсата при истечении через сопловой насадок. Отвод конденсата непрерывный.

Четвертая группа — термостатические конденсатоотводчики с низкокипящими жидкостями в герметически закрытой пружинящей емкости, при кипении которых приходит в движение клапан золотникового затвора (рис. 8-4,г). Принцип работы таких устройств основан на расширении тел от нагревания и на разности температур пара и конденсата. Отвод пара периодический.

подавляющее большинство конденсатоотводчиков сконструировано для вполне определенных давления и температуры пара. Так, отводчики первой группы — до 13 ат; отводчики второй группы с золотниковым затвором — до 32 ат, а с шиберным затвором — до 100 ат; отводчики третьей группы — до 13 ат (предельно — до 25 ат); отводчики четвертой группы изготовляют для диапазонов давления пара 0,05—0,9 и 0,9—7 ат.

Следует различать максимальную и фактическую производительность конденсатоотводчиков по пропускаемой жидкости.

Максимальная производительность конденсатоотводчиков определяется по охлажденному конденсату, не подверженному вторичному вскипанию, и может быть найдена не только путем испытаний, но и теоретически — расчетным путем:

для истечения жидкости из отверстия любой формы

$$G = \alpha \varphi f \sqrt{2g\gamma H}, \text{ кг/сек;} \quad (8-8)$$

для истечения воды из круглого отверстия

$$G = 0,01252 \mu d^2 \sqrt{\gamma \Delta p}, \text{ кг/сек,} \quad (8-9)$$

где G — количество вытекающей жидкости, кг/сек; α — коэффициент сжатия струи; φ — коэффициент скорости; f — площадь отверстия истечения, м^2 ; $g = 9,81$ — ускорение силы тяжести, м/сек^2 ; $\mu =$

Таблица 8-1

Значение коэффициента запаса *k*, принимаемого при подборе конденсатоотводчиков

Тип конденсатоотводчика	Коэффициент запаса <i>k</i> при давлении пара	
	до 2 ат	свыше 2 ат
С открытым поплавком (I группа)	3,5	4
и термостатическое (IV группа)		
С закрытым поплавком (II группа)	2,5	3
Сопловые (III группа)	3	3,2
С опрокинутым поплавком (I группа)	2	2,5

Таблица 8-2

Минимальный перепад давления в конденсатоотводчиках

Тип конденсатоотводчика	Группа	Перепад давлени-я, ат
Поплавковый	I	0,25
Поплавковый	II	0,10
Односопловый	III	0,10
Многосопловый (лабиринтный)	III	0,15
Термостатический	IV	0,05

=αγ — коэффициент расхода, определяемый только путем испытаний; γ — удельный вес жидкости; для воды принято γ=1 000 кг/м³; *H* — давление, под действием которого происходит истечение, кгс/м²; Δ*p* — перепад давлений до и после затвора отводчика, кгс/м².

Фактическая производительность определяется действительной часовой производительностью отводчиков в литрах перегретого конденсата, имеющего температуру выше температуры насыщения при давлении истечения и частично превращающегося в пар в дроссельном органе. Действительное давление и действительную температуру в зоне истечения измерить нельзя. Поэтому при установлении фактической производительности отводчиков всегда предусматривают определенный коэффициент запаса.

Таблица 8-3

Производительность и размеры конденсатоотводчика типа KSB

Наименование	Перепад давления пара, кгс/см²	Номер отводчика и его условный проход <i>d</i> , мм							
		00	0	1	2	3	4	5	6
		13	15	20	25	32	40	50	60
Максимальная производительность, л/ч	13	280	500	900	1 300	2 100	2 900	5 300	8 700
	8	330	615	1 100	1 600	2 600	3 550	6 300	10 000
	3	330	740	1 320	2 060	3 490	5 270	8 250	12 850
Размеры отводчика, мм (по рис. 8-4, а)	<i>D</i>	130	165	195	225	275	300	360	400
	<i>L</i>	190	225	260	295	350	385	440	480
	<i>H</i>	270	285	310	355	365	385	480	510
	<i>h</i>	135	145	170	205	215	230	280	295
	<i>d</i>	95	100	105	115	140	150	165	175
	Вес, кг	8	10	14	21	32	41	63	76

Примечания: 1. Значение фактической производительности с учетом перегрева конденсата в 3—4 раза меньше максимальной.
2. Значения производительности, приведенные в таблице, определены по холодной воде при противодавлении, равном нулю.

Таблица 8-4

Производительность и размеры конденсатоотводчика типа Т-200

Наименование	Перепад давления пара, кг/см ²	Номер отводчика и его условный проход d_y , мм						
		00	0	1	2	3	4	5
		13	15	20	25	32	40	50
Максимальная производительность, л/ч	0,1	140	160	210	260	420	510	650
	0,2	190	230	300	360	580	720	930
	0,5	310	370	480	590	940	1660	1480
	1	430	520	670	820	1310	1630	2070
	2	620	740	960	1170	1880	2320	2950
	3	740	890	1150	1410	2250	2800	3600
	4	870	1050	1340	1640	2620	3250	4200
	5	950	1160	1480	1820	2900	3600	4600
	7	1140	1370	1770	2170	3460	8300	5500
	10	1000	1230	1510	1950	3050	3800	5010
	12	870	1130	1260	1780	2660	3420	4600
	15	740	980	1220	1610	2340	2880	3920
	20	550	650	980	1430	1640	2140	2400
	32	450	550	650	820	1310	1710	1900
Размеры отводчика, мм (по рис. 8-4, б)	d	70	80	95	110	120	140	160
	L	240	250	283	300	332	370	415
	h	64	69	77	83	89	98	105
	H	134	143	165	178	211	226	237

Примечание. При учете отвода перегретого конденсата значения фактической производительности в 3 раза меньше указанных в таблице.

По опытным данным фактическая производительность в 2—4 раза меньше максимальной и может быть определена по формуле

$$V_{\text{ф}} = V_{\text{м}} k, \quad (8-10)$$

где $V_{\text{м}}$ — максимальный расчетный расход конденсата, л/ч; k — коэффициент запаса, зависящий от типа отводчика и перепада давлений.

Значения коэффициента запаса k приведены в табл. 8-1.

Минимальные перепады давлений, производительность и размеры некоторых конденсатоотводчиков приведены в табл. 8-2 — 8-6.

Таблица 8-5

Пропускная способность односопловых конденсатоотводчиков типа ЗИЛ (без обратного клапана)

Диаметр отверстия, мм	Количество конденсата (кг/ч) при перепаде давлений пара, кгс/см ²								
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Минимальное количество конденсата									
0,5	6,8	15,5	27,5	36,5	52,0	71,3	94	118	146
1,0	9,7	21,9	39,0	55,9	74,3	100	132	167	206
1,5	11,8	26,7	47,0	62,7	93,5	122	160	204	250
2,0	11,8	31,0	52,5	70,2	105,8	143	186	237	292
2,5	15,3	34,6	61,5	85,1	117,3	156	208	263	325
3,0	16,8	38,0	67,6	89,7	128,8	175	228	283	357
3,5	18,2	40,6	72,8	96,6	139,1	189	247	313	384
4,0	19,4	43,7	77,6	103,5	149,3	201	265	336	413
4,5	20,6	46,3	82,8	107,0	156,4	214	280	352	437
5,0	21,7	49,0	86,9	115,0	167,0	227	295	370	460

Максимальное количество конденсата

0,5	27,5	62,1	110	146	210	285	374	473	582
1,0	38,7	87,8	156	226	297	403	529	669	824
1,5	47,4	107	189	250	374	491	642	812	1000
2,0	55,2	124	210	280	420	573	747	948	1169
2,5	61,4	138,5	245	339	469	638	833	1054	1305
3,0	67,4	152	270	357	515	700	915	1156	1432
3,5	72,8	164	290	386	557	755	990	1251	1545
4,0	77,8	175	310	413	493	808	1058	1338	1650
4,5	82,7	186	331	439	629	858	1120	1410	1752
5,0	87,2	196	348	462	667	905	1180	1495	1842

Примечание. Пропускная способность сопловых конденсатоотводчиков типа ЗИЛ с обратным клапаном принимается по этой же таблице с введением коэффициента 0,9.

Таблица 8-6

Производительность и размеры конденсатоотводчика
типа 45кч66р ЦКБА

Наименование	Перепад давле- ния пара, кг/см ²	Условный проход d_y отводчика, мм	
		15	20
Максимальная произ- водительность, л/ч	0,1	165	250
	0,3	280	440
	0,5	350	560
	0,7	430	660
	0,9	500	750
	1	560	850
	3	680	900
	5	900	1150
	6	1000	1300
Размеры, мм (по рис. 8-4, е)	d	$1/2"$	$3/4"$
	H	79	79
	L	81	81
	l	40	40
	l_1	92	92
	S_1	24	24
	S_1	58	58
Вес, кг	—	0,89	0,89

Примечание. Данные о производительности указаны при избыточном давлении после отводчика, равном нулю.

8-5. БРЫЗГООТДЕЛИТЕЛИ

Качество пара, образующегося в испарителях, паро-преобразователях, выпарных и некоторых других аппаратах, определяется не только давлением и температурой, но и содержанием в нем капельной влаги. При правильном выборе размеров парового пространства паропроизводящего аппарата унос брызг кипящей жидкости с вторичным паром практически должен отсутствовать.

В испарителях и выпарных аппаратах напряжение зеркала испарения не должно превышать 1500—2500 м³/м²·ч, а напряжение парового объема 1500—3000 м³/м³·ч. Однако с целью уменьшения габаритов парового пространства, особенно в аппаратах

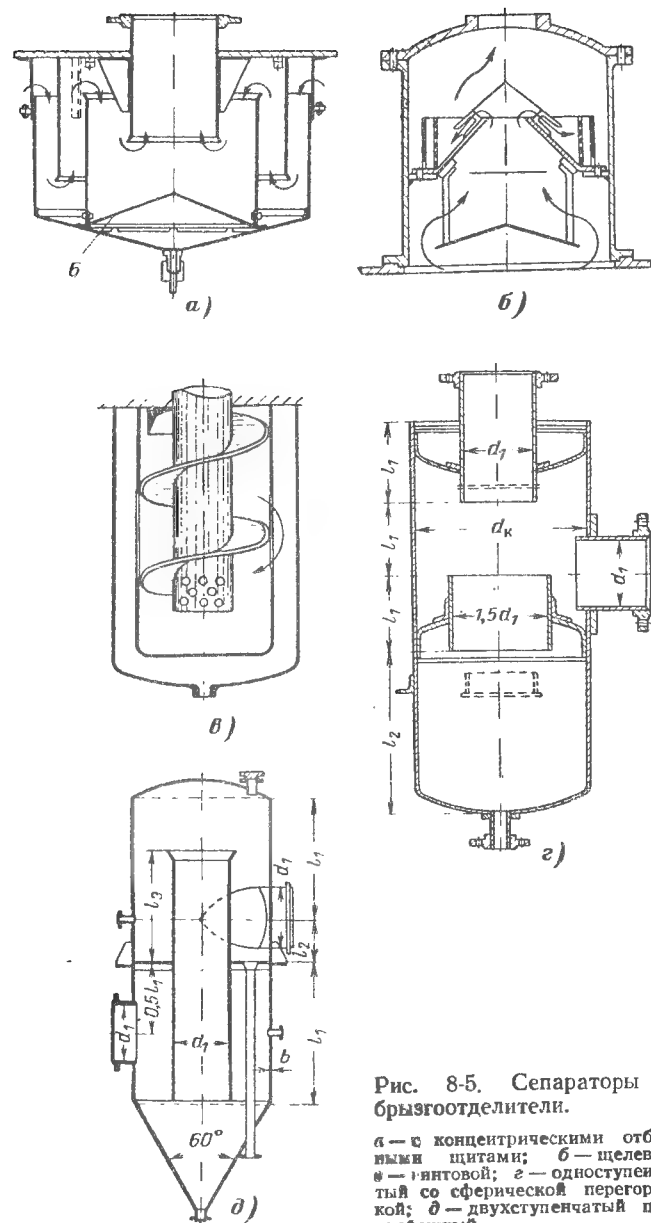


Рис. 8-5. Сепараторы и брызгоотделители.

а — с концентрическими отбойными щитами; б — щелевой; в — лопаточный; г — одноступенчатый со сферической перегородкой; д — двухступенчатый центробежный.

Таблица 8-7

Производительность и размеры выносных брызгоотделителей
(рис. 8-5, *г* и *д*)

Произ- води- тель- ность по па- ру, т/ч	Давление пара в брызгоотделителе									
	0,1 ат					0,2 ат				
	d_k	d_1	l_1	l_2	l_3	d_k	d_1	l_1	l_2	l_3

Одноступенчатые брызгоотделители

1	1,00	0,40	0,50	0,40	0,8	0,75	0,30	0,40	0,30	0,60
2	1,50	0,50	0,60	0,50	1,0	1,00	0,40	0,50	0,40	0,80
4	2,00	0,75	1,00	0,70	1,0	1,50	0,50	0,60	0,50	1,00
6	2,25	0,75	1,00	0,70	1,0	1,75	0,50	0,60	0,60	1,00
8	3,00	1,00	1,25	1,00	1,5	2,00	0,75	0,90	0,70	1,25

Двухступенчатые брызгоотделители

1	1,00	0,50	1,00	0,40	0,90	0,75	0,35	0,70	0,30	0,65
2	1,40	0,60	1,20	0,50	1,00	1,00	0,50	1,00	0,40	0,90
4	2,00	0,80	1,60	0,70	1,40	1,40	0,60	1,20	0,50	1,00
6	2,25	0,80	1,60	0,70	1,40	1,75	0,70	1,40	0,60	1,30

с большой поверхностью нагрева (1000 м² и более), на практике приходится допускать работу испарительных установок при больших напряжениях парового объема, что неизбежно приводит к выходу вторичного пара с некоторым содержанием влаги. Возможны также периодические забросы брызг жидкости в паровое пространство аппарата и в паропровод вторичного пара вследствие неизбежных колебаний давления.

Для обеспечения сухости вторичного пара над паровым пространством внутри или за пределами паропроизводящего аппарата часто ставят специальные устройства — брызгоотделители. Конструкции брызгоотделителей разнообразны, но принцип их работы основан на использовании объемных сил (центробежной и силы тяжести) и прилипания капель к стенке. Установлено, что если влажный пар движется со скоростью 15—20 м/сек и встречает, на своем пути два-три достаточно крутых поворота, то он легко осушается до 1,0—0,3%. За поворотом скорость пара не должна превышать 5 м/сек. Снижения скорости пара достигают соответствующим увеличением проходного сечения в брызгоотделителе.

На рис. 8-5 показаны некоторые типы брызгоотделителей, встраиваемых в паровое пространство аппаратов (рис. 8-5, *а* — *в*), и выносных, устанавливаемых на паропроводе рядом с паропроизводящим аппаратом (рис. 8-5, *г*, *д*). Рекомендуемые размеры последних приведены в табл. 8-7.

8-6. УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ НЕОДНОРОДНЫХ ЖИДКИХ СИСТЕМ

Отстойники. Осаждение твердой фазы из суспензии под действием силы тяжести твердых частиц называется отстаиванием. Его можно производить периодически, непрерывно или комбинированно. При периодическом отстаивании суспензию заливают в аппараты (отстойники) и оставляют в состоянии покоя в течение некоторого времени, достаточного для оседания частиц на дно аппарата. После отстаивания осветленный слой жидкости сливают через сифон, расположенный выше уровня осевшего осадка (декантируют), а осадок удаляют через нижний спускной кран. В непрерывно действующих отстойниках подача суспензии, а также удаление осадка и осветленной жидкости производятся непрерывно.

Производительность отстойника V по осветленной жидкости при заданной поверхности осаждения F , м² определяется из соотношения

$$V = \frac{Fh}{\tau}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (8-11)$$

При заданной высоте слоя жидкости h продолжительность отстаивания τ зависит от скорости осаждения w , м/сек:

$$\tau = \frac{h}{3600w}, \text{ ч}. \quad (8-12)$$

Объединяя формулы (8-11) и (8-12), получаем:

$$V = 3600 wF, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (8-13)$$

Таким образом, производительность отстойника не зависит от его высоты и определяется только скоростью осаждения и свободной поверхностью жидкости в отстойнике. Размеры и формы отстойника для периодического отстаивания зависят от концентрации суспензии, скоро-

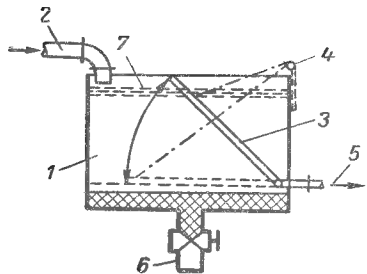


Рис. 8-6. Отстойник периодического действия.

1 — корпус; 2 — наполнительная труба; 3 — подвижный сифон; 4 — цепь; 5 — выход осветленной жидкости; 6 — вывод шлама; 7 — уровень заполнения.

жении подвижного сифона 3. Такие отстойники работают группами по 6 шт. и более. В то время как некоторые из них разгружаются, в других идет отстаивание. Для уменьшения площади, занимаемой отстойниками, иногда устанавливают многоярусные аппараты, состоящие из нескольких емкостей, расположенных по вертикали один над другим [Л. 33, 65].

Фильтрующие аппараты. Фильтрация служит для разделения суспензий на осадок и жидкий фильтрат и относится к самым распространенным процессам в производстве химических продуктов. Процесс фильтрации основан на задержании твердых взвешенных частиц пористыми перегородками.

По структуре фильтрующей перегородки фильтры бывают трех типов: с зернистой перегородкой, с тканевой перегородкой и с жесткой перегородкой. По способу создания и величине напора, под действием которого суспензия движется через поры перегородки, различают: а) фильтры, работающие под действием гидростатического давления фильтруемой жидкости; б) вакуум-фильтры, работающие под действием вакуума, создаваемого вакуум-насосами; в) фильтр-прессы, работающие под давлением, создаваемым насосами или компрессорами [Л. 65].

Центрифуги. Центрифуги широко применяют для осветления жидкостей и для обезвоживания кристаллизующихся продуктов. В центрифугах суспензии разделя-

сти осаждения и продолжительности отдельных периодов процесса. Скорость осаждения возрастает с увеличением размеров частиц и с повышением температуры суспензии, т. е. при уменьшении ее вязкости.

Схема отстойника периодического действия приведена на рис. 8-6. Разгрузка осадка производится через задвижку 6 в нижнюю трубу. Осветленный раствор удаляется постепенно при пони-

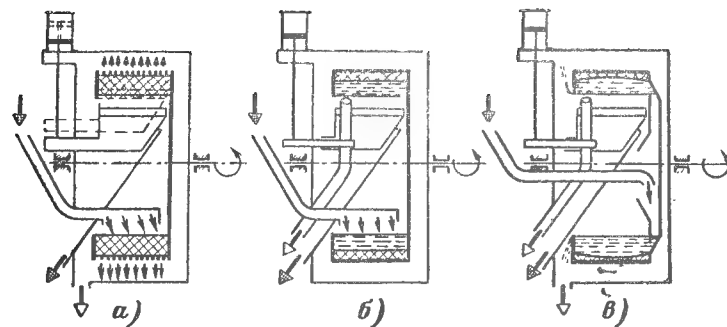


Рис. 8-7. Схемы работы центрифуг.

а — с перфорированным барабаном; б — с глухим барабаном отстойного действия; в — с глухим барабаном переточного действия.

ются под действием центробежной силы. Основным элементом всякой центрифуги служит барабан, вращающийся с большой скоростью на вертикальном или горизонтальном валу.

В центрифугах смеси можно разделять либо по принципу фильтрования (кристаллы), либо по принципу отстаивания (коллоидные шламы, пасты, аморфные остатки.) В первом случае применяют центрифуги с дырчатыми (перфорированными) барабанами (рис. 8-7,а), во втором — со сплошными (глухими) барабанами (рис. 8-7,б). Влажность отфильтрованного продукта находится в пределах 3—5%, а осажденного 50—80%. К разновидности центрифуги со сплошным барабаном относится переточная машина, схематически показанная на рис. 8-7,в. Эта центрифуга применяется в случаях, когда суспензия не способна фильтроваться, но твердые частицы быстро отделяются под действием центробежной силы, а осветленная жидкость может быстро удаляться через край барабана.

Эффект центрифугирования зависит от степени увеличения инерционных сил и силы тяжести. Характеристикой этой степени служит фактор разделения — отношение центробежной силы к силе тяжести. Фактор разделения может быть выражен так же, как отношение ускорения центробежной силы к ускорению силы тяжести:

$$\Phi = \frac{a^2}{r} \cdot \frac{1}{g}, \quad (8-14)$$

где Φ — фактор разделения; ω^2/r — ускорение центробежной силы, $м/сек^2$; g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$.

Фактор разделения может быть выражен также через угловую скорость ω ; так как $\omega = \omega r$, то

$$\Phi = \frac{\omega^2 r}{g} \quad (8-15)$$

Из уравнений (8-14) и (8-15) следует, что увеличение фактора разделения легче достигается повышением угловой скорости (т. е. увеличением числа оборотов), чем увеличением радиуса барабана центрифуги. В зависимости от величины фактора разделения центрифуги делят на две группы: нормальные ($\Phi < 3000$) и сверхцентрифуги ($\Phi > 3000$).

Современные промышленные центрифуги изготовляют нескольких конструкций: вертикально-подвесные, трехколесные с верхней ручной выгрузкой, автоматические горизонтальные непрерывного действия и отстойные со шнековой выгрузкой осадка. Их характеристики широко представлены в каталогах химического оборудования [Л. 65].

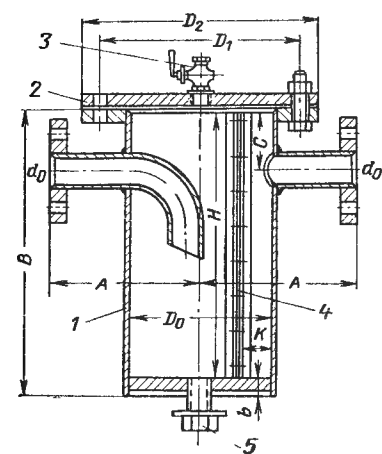


Рис. 8-8. Грязевик.

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — воздушный кран; 4 — медная сетка (25 отверстий на $1 см^2$); 5 — пробка для спуска грязи.

Грязевики. Чистые жидкости (конденсат, питательная и циркуляционная вода, растворы, рассолы и др.) неизбежно засоряются в технологических аппаратах и трубопроводах солевыми отложениями, набивочными и уплотнительными материалами, ржавчиной и другими механическими взвесями. При транспортировке таких жидкостей на значительные расстояния отстой необходимо отделять от них не только путем дренирования аппаратов и хранилищ, но и в про-

Размеры и вес грязевиков

Условный проход d_0 , мм	Корпус грязевика, мм							Сетка		Вес, кг
	D_0	D_1	D_2	A	B	C	b	H	K	
25	150/159	240	285	180	309	69	10	297	30	33
40	203/216	295	340	218	409	89	15	385	45	59
50	252/267	355	405	254	461	101	15	436	50	79
70	309/325	410	460	293	513	123	18	487	76	111

цессе следования жидкостей в трубопроводах. Для отделения шлама от жидкости на трубопроводах устанавливают грязевики. Одна из конструкций грязевиков показана на рис. 8-8; в табл. 8-8 приведены основные размеры грязевиков по условному проходу трубопровода.

8-7. КОНДЕНСАТНЫЕ БАКИ И ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ ЕМКОСТИ

На предприятиях с большим количеством теплопотребляющих цехов и с разветвленной сетью теплопроводов сооружают станции для сбора конденсата и перекачные станции для транспортировки горячей воды, технологических материалов и готового продукта.

На конденсатных станциях рекомендуется устанавливать по два конденсатных бака с 0,5—1-часовым запасом для стока. При условии автоматизации откачки конденсата емкость баков может быть снижена до 15-минутного запаса.

Баки изготовляют в виде параллелепипедов (рис. 8-9, а) и цилиндров (рис. 8-9, б). На расстоянии 0,8 высоты бака от пола должен быть предусмотрен переливной патрубок в дренаж. Закрытые баки должны быть снабжены манометрами и предохранительными клапанами. Как и всякая емкость для жидкости, конденсатные баки имеют указатели уровня, патрубки на дне для спуска при промывке и отверстия для воздушной трубы. При двух и более баках между ними следует устанавливать перемычки для выравнивания уровня и давления: при открытых баках — одну перемычку внизу, при закрытых баках — две: одну по паровому объему, другую по объему жидкости. Если выпар из баков не

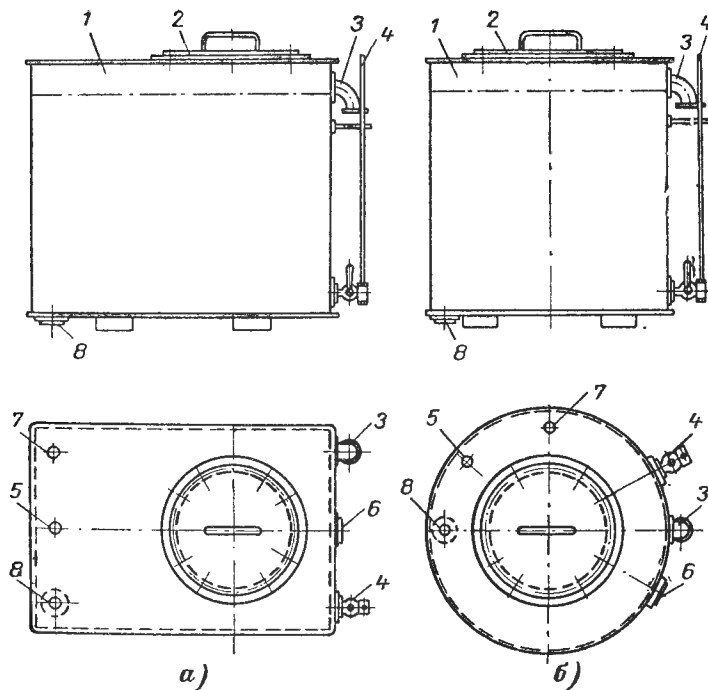


Рис. 8-9. Конденсатные баки.

a — прямоугольный; *б* — круглый; 1 — корпус; 2 — лаз; 3 — переливная труба; 4 — водомерное стекло; 5 — отверстие для конденсатной трубы; 6 — патрубок к насосу; 7 — отверстие для воздушной трубы; 8 — фланец спускной трубы.

может быть использован, то на трубе, сообщающей бак с атмосферой, устанавливают специальный воздушный или водяной охладитель для конденсации вторичного и пролетного пара.

В технологических производствах для согласования работы технологических установок и цехов, снабжающих эти установки жидкими растворами, смесями, суспензиями и т. п., устанавливают промежуточные емкости и хранилища. Емкость хранилища рассчитывают из условия хранения 2—3-суточного запаса исходного материала. Хранилища представляют собой шаровидные или вертикальные цилиндрические резервуары, устанавливаемые на открытом воздухе и защищенные при необходимости покрытиями, служащими для сниже-

ния тепловых потерь, для ослабления перегрева от солнца или для защиты от коррозии.

Из резервуаров-хранилищ исходную жидкость перекачивают в расходные баки, размещаемые обычно вблизи технологических установок (выпарные станции, ректификационные колонны, абсорберы). Емкость расходных баков выбирают из условия обеспечения 10—15-минутной работы установки при максимальной нагрузке.

На выпарных станциях, оборудованных двухстадийными выпарными установками, между первой и второй стадиями упаривания устанавливают обычно промежуточные емкости. Размеры этих емкостей рассчитывают из условия обеспечения 2—3-часовой работы первой стадии выпарки при промывке или при вынужденной остановке аппаратов второй стадии.

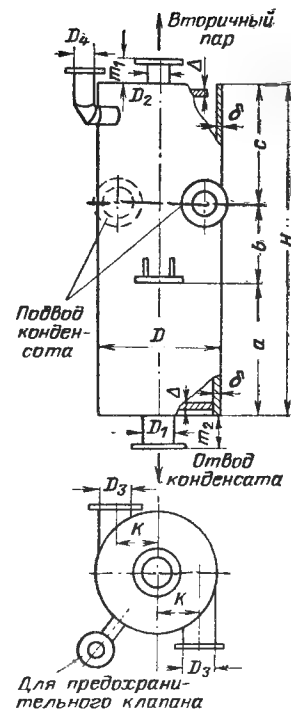


Рис. 8-10. Расширительный бачок конструкции Теплоэлектропроекта.

8-8. РАСШИРИТЕЛЬНЫЕ БАЧКИ-СЕПАРАТОРЫ

Расширительные бачки-сепараторы устанавливают на пути конденсата от пароприемников к сборным бакам. Назначение расширителей — разгрузить внутрицеховые конденсатопроводы большой протяженности от пара вторичного вскипания. На рис. 8-10 показан расширительный бачок конструкции Теплоэлектропроекта. К одному расширителю можно присоединять несколько пароприемников. Число входных конденсатных патрубков в каждом расширительном бачке должно соответствовать числу ступеней давления пара, потребляемого пароприемниками, конденсат из которых отводится в расширительный бачок.

Таблица 8-9

Основные размеры расширительных бачков конструкции
Теплоэлектропроекта, мм

$V, \text{ м}^3$	H	a	b	c	D	D_1	D_2
0,05	650	250	130	270	325	76	44
0,125	1 000	400	200	400	426	89	57
0,25	1 200	500	200	200	529	133	89
0,5	1 700	700	400	600	630	159	108
0,7	1 400	600	250	550	820	219	133
1,0	2 000	1 000	300	700	820	219	133

Продолжение

$V, \text{ м}^3$	D_2	D_4	k	m_1	m_2	δ	Δ
0,05	76	57	110	80	80	8	12
0,125	108	57	145	80	100	9	14
0,25	133	57	185	150	150	9	16
0,5	159	89	215	100	150	9	16
0,7	219	89	270	150	150	9	20
1,0	273	89	255	150	150	9	20

Объем бачков V рекомендуется выбирать из расчета 1 м^3 бака на 2000 $\text{м}^3/\text{ч}$ сепарируемого пара или по формуле

$$V = 0,5 vxG, \text{ м}^3, \quad (8-16)$$

где v — удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$; x — весовое содержание пара в долях единицы; G — расход конденсата, $\text{т}/\text{ч}$.

Водяное пространство бачка должно составлять 20% общего объема. Скорость пара в сепараторе не должна превышать 2 $\text{м}/\text{сек}$, а конденсата — 0,25 $\text{м}/\text{сек}$. В табл. 8-9 приведены основные размеры расширительных бачков конструкции Теплоэлектропроекта.

8-9. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ ПАРА

Из паровых молотов и прессов, а также из насосов с паровым приводом выходит пар с параметрами: $p = 1,3\text{—}1,5 \text{ ат}$, $t_n = 105\text{—}110^\circ \text{С}$. С таким же давлением

может быть получен вторичный пар из выпарных аппаратов, конденсаторных баков и т. п. Одним из основных препятствий к использованию такого пара является часто его загрязненность маслом (до 300 $\text{мг}/\text{кг}$), остатками уплотнительного материала, кристаллами солей и другими веществами, что приводит к загрязнению поверхности нагрева паропотребляющих аппаратов, а также конденсата, делая его непригодным для питания парогенераторов. В практике нашли применение различные способы очистки пара: механическая, с помощью паропромывателей и др.

При выборе устройства для очистки пара необходимо учитывать допускаемые нормы содержания масла, солей и других загрязнений, зависящие от цели дальнейшего использования пара. Практикой использования отработавшего пара установлено, что устройство индивидуальных очистителей пара у машин менее целесообразно, чем устройство их на общих магистральных паропроводах.

Одна из конструкций набивкоуловителя показана на рис. 8-11. Отделение набивки от пара основано на резком изменении направления потока пара при одновременном резком снижении его скорости. Корпус 1 аппарата выполнен из металла в виде цилиндра, через верхнюю крышку которого пропущена пароподводящая труба 2. Диаметр корпуса в 3,5—4 раза больше диаметра паропровода. Скорость пара в пароподводящей трубе должна быть не более 30 $\text{м}/\text{сек}$. Во избежание закупоривания набивкой патрубка для отвода конденсата 6 к днищу приварена труба с отверстиями 3, защищенная

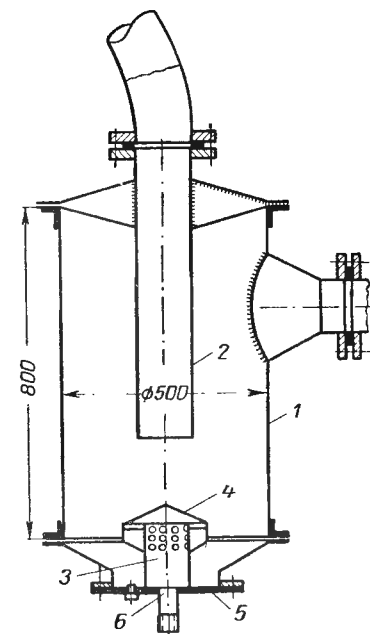


Рис. 8-11. Набивкоуловитель.

сверху, конусным колпачком 4. Аппарат очищают через люк с глухим съемным фланцем 5. Объем набивкоуловителя принимают из расчета 3,7—4 т/ч пара на 1 м³ цилиндрической части аппарата. Потеря давления пара в набивкоуловителе составляет 0,05—0,07 ат. Высоту аппарата принимают равной 4—6 диаметрам паропроводящей трубы $d_{тр}$, который определяют по формуле

$$d_{тр} = 3,76 \sqrt{\frac{G}{\gamma}}, \text{ мм}, \quad (8-17)$$

где G — количество очищаемого пара, кг/ч; γ — удельный вес пара, кг/м³.

Диаметр корпуса набивкоуловителя согласовывается с диаметром паропроводящей трубы.

Очистка пара от масла в маслоотделителях механического действия основана на различии плотностей водяного пара и масла и на способности масла прилипать к металлическим поверхностям. При движении пара в виде отдельных струй через металлическую насадку (цепи, кольца, стружки, пластины) масляная взвесь трется о насадку, теряет свою подъемную силу, собирается на поверхности металла в более крупные капли, которые в виде тонких струй или пленок стекают вниз.

Наибольшее распространение получили маслоотделители с насадкой из цепей (рис. 8-12, а). Такой маслоотделитель представляет собой цилиндр 1 с двумя рядами колец 4 (вверху и внизу); между кольцами на расстоянии около 30 мм одна от другой натянуты стальные цепи, общее число которых достигает 2 000—2 500 (путь пара указан на чертеже стрелками). Масло с небольшим количеством конденсата отводится через нижний патрубок 11.

Объем цилиндрической части маслоотделителя определяют из расчета 3,7—4 т/ч пара на 1 м³ его объема. Высота рабочей части маслоотделителя h_p выбирается в зависимости от производительности в пределах 1—2 м; внутренний диаметр $d_{вн}$ определяют по эмпирической формуле:

$$d_{вн} = 100 \frac{G}{h_p}, \text{ мм}, \quad (8-18)$$

где G — расход очищенного пара, кг/ч.

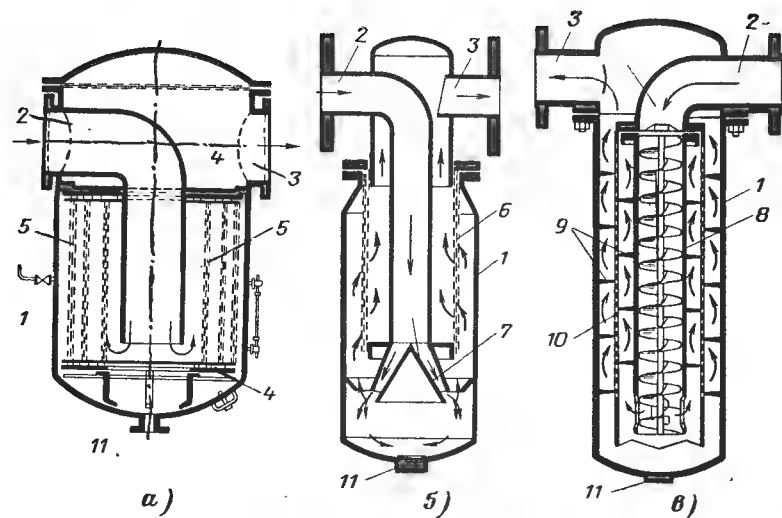


Рис. 8-12. Механические маслоотделители.

а — цепной; б — сетчатый; в — с винтовой вставкой; 1 — корпус; 2 — паровпускная труба; 3 — штуцер для выхода пара; 4 — кольца для цепей; 5 — цепи; 6 — сетчатые цилиндры; 7 — конус; 8 — винтовая вставка; 9 — горизонтальные перегородки; 10 — кожух с отверстиями; 11 — выход масла.

Общая высота аппарата H составляет около удвоенной высоты рабочей части маслоохладителя.

В маслоотделителе, показанном на рис. 8-12, б, пар ударяется о конус 7, где оседают частицы масла и конденсата, стекающие затем вниз. Далее пар проходит через сетку с мелкими ячейками, расположенную в несколько рядов в виде цилиндров. Между рядами образуется водяная завеса, в которой улавливаются оставшиеся взвешенными мельчайшие частицы масла.

В маслоотделителе, показанном на рис. 8-12, в, пар движется вниз по трубе 2, в которую вставлены винтовые пластинки 8, вследствие чего пар приобретает вращательное движение. При этом частицы масла отбрасываются к стенкам трубы и стекают вниз. При выходе из центральной трубы пар делает крутой поворот и поднимается вверх, многократно изменяя направление под действием горизонтальных перегородок 9 и кожуха с отверстиями 10.

После механической очистки в паре все же остается масло до 6—10 мг/кг пара. Если такая степень очистки не удовлетворяет, то после механической очистки пар промывают в водном растворе сульфата алюминия, едкого натра или гидрата окиси алюминия. В растворе эмульгированные частицы масла коагулируют и переходят в состояние, в котором могут быть отфильтрованы. В результате промывки содержание масла в паре снижается до 1—2,5 мг/кг.

8-10. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ КОНДЕНСАТА

Конденсат, возвращаемый от технологических потребителей, может быть загрязнен маслом, механическими включениями и газами. Для очистки конденсата применяют различные специальные устройства.

Нерастворенные частицы масла в виде пленки на поверхности конденсата и взвешенных частиц в его объеме могут быть удалены в отстойниках и в механических фильтрах. В качестве фильтрующего материала применяют кварцевый песок, гравий, кокс, отработанный глауконит и другие зернистые и кусковые материалы. Наибольшее распространение получили двухступенчатые фильтры, в которых конденсат пропускают сначала через активированный уголь, а затем через кварцевый песок. В таких очистителях содержание масла можно снизить с 300 до 0,15—0,5 мг/л.

Нормальная удельная нагрузка $7,5 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$ для угольных и $5 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$ для кварцевых фильтров. Высота фильтрующего слоя активированного угля 1,2—1,5 м, фракция зерен — 0,5—2 мм. Скорость движения конденсата в фильтрах сверху вниз должна составлять около 5 м/ч. Поглощительная способность угля — 175 г масла на 1 кг угля. Продолжительность работы угля равна по опытным данным примерно 3 мес.

От механических примесей конденсат очищают посредством дренажа конденсатных баков, а также в грязевиках по пути его транспортировки (см. рис. 8-8). От газов (главным образом от кислорода) конденсат очищают в деаэраторах (тепловая деаэрация) и в сталестружечных фильтрах (химическая деаэрация). Один из фильтров с насадкой из стальных стружек, расположенный в конденсатном баке, показан на рис. 8-13. Размеры фильтра выбирают из расчета срабатывания стру-

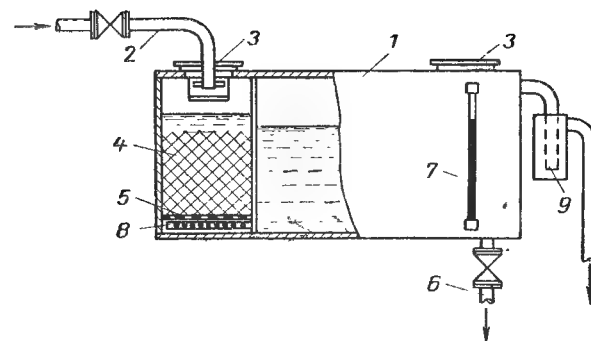
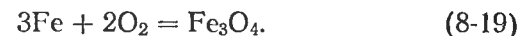


Рис. 8-13. Химический фильтр с насадкой из стальных стружек, расположенный в баке для сбора конденсата.

1 — конденсатный бак; 2 — подвод конденсата; 3 — лаз; 4 — стружки; 5 — дырчатый поддон; 6 — вывод конденсата; 7 — водомерное стекло; 8 — перфорированная труба для перетока конденсата; 9 — гидравлический затвор.

жек на 50% после годичной эксплуатации, полагая, что нормальная замена стружек производится не чаще 1 раза в год. Расчет расхода железа в фильтрах ведется на основе формулы



Согласно (8-19) на 1 кг поглощаемого кислорода требуется 2,6 кг железа, а с учетом износа стружек только на 50% следует принимать в расчете 5,2 кг стружек на 1 кг кислорода. Расчетная формула для определения объема стружек имеет вид:

$$V = \frac{Gnk}{192\gamma}, \text{ м}^3, \quad (8-20)$$

где G — среднечасовой расход конденсата, $\text{м}^3/\text{ч}$; n — число часов работы фильтра между сменами стружек; k — начальное среднее содержание кислорода в фильтруемой воде, $\text{г}/\text{м}^3$; γ — насыпной вес стружек, равный обычно $1200 \text{ кг}/\text{м}^3$.

В зависимости от содержания кислорода в конденсате скорость фильтрования принимают в пределах 25—100 м/ч. Большие скорости соответствуют меньшему содержанию кислорода. Потери напора в сталестружечных фильтрах колеблются в пределах от 0,5 до 2 м вод. ст.

Общая протяженность трубопроводов на современном промышленном предприятии достигает десятков километров, а их вес — несколько сотен тонн. Системой трубопроводов связаны парогенераторы, турбины, все теплоиспользующие установки, насосы и все вспомогательное оборудование, и их нормальная эксплуатация возможна только при безаварийной работе трубопроводов.

Объем работ по изготовлению узлов и по монтажу паропроводов, газопроводов, нефтепроводов, продуктопроводов, теплофикационных и канализационных трубопроводов составляет около 50% стоимости общего объема монтажных работ. Объем работ по обвязочным трубопроводам достигает 65—70% объема монтажных работ при сооружении теплоиспользующей установки.

Современные методы строительства и монтажа оборудования базируются на промышленных способах прокладки трубопроводов: на массовом заводском изготовлении всех деталей трубопроводов, централизованном изготовлении пространственных трубных узлов, поточном изготовлении каркасов и элементов тепловой изоляции и т. д.

Независимо от их назначения и степени ответственности все трубопроводы для пара, горячей воды и технологического продукта должны соответствовать «Правилам устройства, установки, содержания и освидетельствования паропроводов и трубопроводов горячей воды», разработанным Госгортехнадзором и распространяющимся на пар давлением свыше 2 ат и на другие теплоносители с температурой выше 120°С. В отношении требований к качеству материала и сварки, а также к порядку регистрации, освидетельствования и обслуживания трубопроводов делаются на четыре категории в зависимости от давления и температуры теплоносителя (табл. 8-10). Правила не распространяются на трубопроводы I категории с $d_{\text{пар}} < 51$ мм и II, III и IV категорий с $d_{\text{пар}} < 76$ мм.

Главные трубопроводы цеха, участка или теплоиспользующей установки должны быть просты по схеме и надежны в эксплуатации, т. е. должны быть сведены к минимуму простои и связанная с ними недовыработка основного технологического продукта из-за аварийного

Классификация трубопроводов в зависимости от параметров среды

Категория трубопровода	Наименование среды	Рабочие параметры среды	
		Давление (изб.) кг/см ²	Температура, °С
I	Перегретый пар Перегретый пар Перегретый пар Насыщенный пар, горячая вода	Независимо Независимо Независимо Свыше 184	От 610 до 660 От 570 до 610 От 450 до 570 Свыше 120
II	Перегретый пар Насыщенный пар, горячая вода	До 39 От 80 до 184	От 350 до 450 Свыше 120
III	Перегретый пар Насыщенный пар, горячая вода	До 22 От 16 до 80	От 250 до 350 Свыше 120
IV	Перегретый и насыщенный пар, горячая вода	1—16	От 120 до 250

состояния трубопроводов. Требование надежности вызывает необходимость в установке достаточного количества запорной арматуры для отключения поврежденных участков, а также необходимости в резервных линиях основных магистралей. Арматура и фланцы являются самыми слабыми местами трубопроводов, а вместе с тем и дорогостоящими. Поэтому достаточная надежность трубопровода должна быть обеспечена при минимальном количестве арматуры и резервных линий. Замена фланцев сварными соединениями повышает надежность и содействует упрощению конструкции и удешевлению трубопроводов. Фланцевые соединения допускаются только в местах присоединения арматуры и на подходе к технологическим аппаратам. Типы и размеры фланцев при проектировании трубопроводов подбирают по ГОСТ.

Из 10 типов фланцев для соединения труб при $p_{\text{усл}}$ до 100 ат нашли наибольшее применение три (табл. 12-3): плоские приварные для $p_{\text{усл}} = 2,5 \div 25$ ат, приварные для $p_{\text{усл}} = 16, 25, 40, 64$ и 100 ат и свободные с буртом для $p_{\text{усл}} = 40, 64$ и 100 ат (рис. 12-15). При проектировании

сварных трубопроводов необходимо соблюдать правила Госгортехнадзора в части расчетных коэффициентов прочности сварных швов, видов швов, качества электродов, допустимых мест стыкования, квалификации сварщиков и др.

Все трубы подвергаются на заводах-изготовителях гидравлическому испытанию давлением: бесшовные — равным двойному рабочему (но не менее 50 ат), а сварные — превышающим условное давление не менее чем в 1,5 раза. В собранном виде все трубопроводы (кроме IV категории) подвергаются гидравлическому испытанию давлением, равны 1,25 рабочего давления.

Диаметры труб и арматуры, а также форма трубопровода должны быть наиболее рациональными с точки зрения потери давления. Если гидравлическое сопротивление готового трубопровода превышает расчетное, то его необходимо понизить уменьшением числа запорных органов, заменой вентилей на задвижки, сопротивление которых во много раз меньше, и в последнюю очередь — путем увеличения условного прохода некоторых участков трубопровода, не изменяя диаметров присоединений к аппаратам, котлам, компрессорам и турбинам.

Диаметр паропровода d определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{G}{2828 \omega \gamma}}, \text{ м}, \tag{8-21}$$

где G — расход пара, кг/ч; γ — удельный вес пара, кг/м³; ω — скорость пара, м/сек.

Скорость пара в паропроводах принимают: в магистралях перегретого пара 40—80 м/сек; в ответвлениях от магистрали перегретого пара и в магистралях насыщенного пара — 35—60 м/сек; в паропроводах отборного и вторичного пара — 30—50 м/сек. При малых диаметрах для уменьшения сопротивления паропроводов следует принимать меньшие скорости.

Трубопроводы должны быть надежно укреплены и вместе с тем иметь возможность удлиняться при нагревании без нарушения целости труб и сварных швов и плотности фланцевых соединений. Опоры и подвески трубопроводов, подвергающихся гидравлическим испытаниям, должны быть рассчитаны на вес трубопровода, заполненного водой и покрытого тепловой изоляцией, а также на силы, возникающие при термической деформации.

Т а б л и ц а 8-11

Окраска и надписи на трубопроводах различного назначения

Назначение трубопроводов	Вид среды	Условное обозначение	Основной цвет	Цвет колец	Цвет полос
Паропроводы	Перегретый пар острый в. д.	ПП/в. д.	Красный	Черный	Без полос
	Перегретый пар острый с. д.	ПП/с. д.	»	Без колец	» »
	Насыщенный пар острый	ПН	»	Голубой	» »
	Пар промежуточного подогрева с. д.	ППр/с. д.	»	Желтый	» »
	Пар отборный и противодавления	ПО	»	Зеленый	» »
Водопроводы	Питательная вода	ВП	Зеленый	Без колец	Без полос
	Химически очищенная вода	ВХ	»	» »	» »
	Конденсат	ВХ	»	Белый	» »
	Продувка и дренаж	ВД	»	Синий	» »
	Теплофикационная линия:				
	прямая	ПС	»	Желтый	» »
	обратная	ОС	»	Коричневый	» »
	Пожарный водопровод	В пож.	Оранжевый	Без колец	» »
	Техническая вода	ВТ	Черный	» »	» »

Продолжение табл. 8-11

Назначение трубопроводов	Вид среды	Условное обозначение	Основной цвет	Цвет колец	Цвет полос
Масло и нефтепроводы	Мазут, нефть, керосин Масло	Н М	Черный Коричневый	Без колец Желтый	Без полос » »
Воздухопроводы и короба	Сжатый воздух	ВЗС	Голубой	Без колец	Черный
	Горячий дутьевой воздух	ВЗГ	Черный	» »	Желтый
	Холодный дутьевой воздух	ВЗХ	»	» »	Голубой
Газопроводы и короба (внутри здания)	Дымовые газы	ГТ	Темно-серый	Без колец	Без полос
	Доменный газ	ГД	Желтый	» »	» »
	Коксовый газ	ГК	»	Черный	» »
	Генераторный газ	ГГ	»	Без колец	» »
	Нефтяной газ	ГН	»	» »	» »
	Кислород	ГК	Синий	» »	» »
	Ацетилен	АЦ	Белый	» »	» »
Пылепроводы	Аэропыль	АП	Алюминиевый или светлосерый	» »	» »

ции трубопровода. На трубопроводах с горячим теплоносителем устанавливают компенсаторы температурных удлинений с разделением компенсируемых участков неподвижными опорами.

Горячие трубопроводы покрывают тепловой изоляцией с таким расчетом, чтобы наружная температура изоляции не превышала 50° С при температуре окружающего воздуха 25° С. Тепловая изоляция фланцевых соединений должна быть съемной.

В нижних точках каждого участка труб, отделяемого задвижками, должен быть предусмотрен дренажный штуцер с вентилем для опорожнения трубопровода. В верхних точках трубопровода должны быть установлены воздушники. Согласно «Правилам» Госгортехнадзора уклон паропровода в сторону движения пара должен быть не менее 1 мм на 1 м длины.

Трубопроводы различного назначения должны быть соответственно окрашены и снабжены надписями, условно обозначающими характер среды (табл. 8-11).

Трубопроводы должны быть легко доступны для осмотра и ремонта и оборудованы соответствующими площадками. Расположение арматуры должно быть удобным для обслуживания. При затруднительности непосредственного управления запорными органами с площадок обслуживания, а также если оно может быть связано с опасностью для персонала, должно быть предусмотрено дистанционное управление. На трубопроводах диаметром 350 мм и более задвижки и вентили рекомендуется устанавливать с механическими или электрическими приводами.

8-12. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Большая химическая активность многих технологических материалов, высокая концентрация агрессивных солевых растворов, возможность образования взрывоопасных смесей газов с воздухом в химической и других отраслях промышленности обязывают уделять внимание способам защиты приборов контроля и автоматики от коррозии и разрушения. Особое внимание уделяется способам защиты от коррозии датчиков и вторичных приборов.

Технический уровень средств контроля и автоматизации химических предприятий определяется общим механическим уровнем приборостроения.

Для измерения температуры следует применять термопары и термометры сопротивления в корпусах категории «водозащищенный» и пылевлагонепроницаемый», например, типов ТСП-922, ТСП-288М, ТСП-281 и др. [Л. 54]. Защитные гильзы для них должны быть изготовлены из легированных сталей, никеля, титана, тантала и др. Если допустимо повышение инерционности термодатчика, то можно применять защитные гильзы с покрытиями из эмали, винипласта, фторопласта и других пластмасс.

Во многих производствах, в том числе в хлорном, в СССР нашел применение новый платиновый термометр сопротивления типа ТСП-982, предназначенный для измерения температуры различных химических сред в пределах от -50 до $+140^{\circ}\text{C}$. Этот термометр выполнен во взрывозащитном исполнении категории ВЗГ. Защитная арматура рассчитана на условное давление $p_{\text{усл}} = 6 \text{ кгс/см}^2$. В качестве вторичных приборов при измерении и регулировании температуры на заводах СССР получили распространение электронные автоматические мосты и потенциометры с дисковой или прямоугольной диаграммами типов ЭМД, ЭМП, ЭПД и ЭПП. Для автоматического регулирования температуры в пожаро- и взрывоопасных помещениях практический интерес представляют dilatометрические пневматические терморегулирующие устройства типа ТУДП. Их техническая характеристика приведена в [Л. 54].

Приборы для измерения давления и вакуума. В СССР специальные манометры для измерения и регулирования давления химически агрессивных сред пока не выпускаются. Широко используются манометры общепромышленного назначения типов МПД, МСП, МЭД и др. с надежной защитой от коррозии. Для защиты манометров от коррозии применяют разделительные устройства: мембранные РУ-М, компенсационные разделители типов РКД и РКВ, разделительные жидкости (например, трансформаторное масло), защитную поддувку инертного газа и сочетание двух последних способов (подробнее см. [Л. 54]).

Для измерения и регулирования вакуума в условиях химических предприятий можно рекомендовать компен-

сационный вакуумметр типа ИВП-04-1, пригодный для измерения остаточного давления до 50 мм рт. ст.

Расход газов и жидкостей на химических предприятиях измеряют главным образом методом переменного перепада давления на сужающих (дрессельных) устройствах типа диафрагмы, сопла и т. п. Широкое распространение получили компенсационные дифманометры типов ДМПК-4 и ДМПК-100, ДСПК и мембранные типов ДМ-4, ДМ-6 и ДМ-8. При измерении расхода легко кристаллизующихся агрессивных жидкостей (рассолов, электролитических щелоков и др.) применяют укороченные стальные трубы Вентури, гуммированные или покрытые пластической массой внутри. Для защиты приборов от коррозии в химической промышленности также применяют разделительные жидкости, защитную поддувку газа и компенсационные разделители типа РКП.

Расход легко кристаллизующихся растворов измеряют также стеклянными ротаметрами типов РСФ и РПФ (техническую характеристику см. в [Л. 42]). Для измерения расхода агрессивных и легко кристаллизующихся электропроводящих жидкостей перспективны индукционные расходомеры типов 3-РИ-М, 4-РИ-1 и др. Для измерения расхода кислот, щелочей и других агрессивных веществ за рубежом начали применять объемные и скоростные счетчики фирмы «Мангель» (ФРГ).

Измерение уровня в аппаратах и емкостях с агрессивными жидкостями производят стеклянными (трубки, стекла клингер), поплавковыми, буйковыми и пьезометрическими указателями уровня. При контроле уровня поплавковыми и буйковыми приборами возникают затруднения вследствие обрастания поплавков и буйков кристаллами солей. Как и в описанных выше случаях, для защиты от коррозии измерителей уровня в последние годы разработаны методы, использующие компенсационные устройства типов РКД и РКВ. Для измерения уровня агрессивных жидкостей широкое распространение получил емкостный метод, в основу которого положено изменение полной емкости электрической цепи, состоящей из электрода (щупа), опущенного вертикально в измеряемую жидкость, и стенок аппарата [Л. 54]. В химической промышленности нашли применение электрические емкостные измерители уровня типов ЭИУ-1 и ЭИУ-2

В химической промышленности получили распространение сигнализаторы уровня (УАС-1, УРС-1 др.), в основу конструкции которых положен принцип действия выталкивающей силы на полый буюк. Усилие, возникающее при изменении уровня, передается через разделительную мембрану на сильфон и преобразуется в давление, действующее на трубчатую пружину обычного контактного манометра. Система заполняется маслом; все детали изготовлены из титана и фторопласта-4.

Для анализа состава и свойств различных жидкостей применяют плотномеры, кондуктомеры, оптические и ультразвуковые концентратомеры, анализаторы состава многокомпонентных смесей, автоматические титраторы и другие приборы. Принцип действия и области их применения описаны в специальной литературе [Л. 22, 54, 67, 68 и др.].

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Произведите экономическое сравнение смесительных конденсаторов низкого уровня и барометрического.
2. Нарисуйте схему и объясните принципы работы монтажу.
3. Объясните принцип и необходимое условие работы эрлифта.
4. Перечислите группы конденсатоотводчиков и принцип их работы.
5. Что такое максимальная и фактическая производительность и как их используют при подборе конденсатоотводчиков?
6. Нарисуйте принципиальные схемы работы брызгоотделителей.
7. Как выражается производительность отстойника и от каких факторов она зависит?
8. Каков принцип работы фильтров?
9. Что называют фактором разделения для центрифуг? Чем достигается его увеличение?
10. Как выбрать емкость конденсатного бака? То же промежуточной емкости для выпарной станции?
11. Где целесообразна установка расширительных бачков и каков принцип их подбора?
12. Нарисуйте принципиальные схемы набивкоуловителей и маслоотделителя для пара.
13. Какие очистители конденсата Вы знаете? Опишите их конструкцию.
14. Назовите основные правила монтажа главных трубопроводов для теплоиспользующих установок.
15. В чем заключается особенность измерения температуры, давления и расхода в технологических установках? Какие приборы для этого применяют?

Раздел второй

Изготовление, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок

Глава девятая

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИХ ВЫБОР

9-1. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИОННЫМ МАТЕРИАЛАМ

Выбор конструкционных материалов для теплообменных аппаратов является одной из важнейших задач при их проектировании. Кроме удовлетворения требованиям по механическим свойствам, конструкционные материалы должны удовлетворять также некоторым специфическим требованиям, например отличаться теплоустойчивостью, коррозионной стойкостью, а также быть дешевыми и недефицитными. Все конструкционные материалы отличаются одновременно рядом положительных свойств и недостатков. Нет материалов, которые обладали бы всеми необходимыми положительными свойствами. Термически стойкий материал может оказаться недостаточно стойким химически. Прочный материал может быть очень хрупким или обладать плохой обрабатываемостью. Материал с высокими механическими и антикоррозионными свойствами может оказаться очень дорогим или дефицитным.

Выбор материала начинается с уточнения рабочих условий в аппарате: температуры, давления, химических свойств и концентрации теплоносителей, колебаний нагрузки и др. Поэтому следует выбирать такие материалы, которые хорошо отвечали бы главным требованиям, определяемым назначением и условиями работы оборудования.

В качестве конструкционных материалов для теплообменных аппаратов используются преимущественно малоуглеродистые нелегированные стали и чугуны как

Таблица 9-1

Шкала коррозионной стойкости металлов (ГОСТ 5272-50)

Группа стойкости	Балл коррозионной стойкости	Скорость коррозии, мм/год
Совершенно стойкие	1	Менее 0,001
Весьма стойкие	2	0,001—0,005
	3	0,005—0,01
Стойкие	4	0,01—0,05
	5	0,05—0,1
Пониженно стойкие	6	0,1—0,5
	7	0,5—1
Малостойкие	8	1—5
	9	5—10
Нестойкие	10	Более 10

наиболее технологичные, дешевые и недефицитные материалы, отличающиеся вполне удовлетворительными механическими свойствами; уровень этих свойств вполне достаточен для широкого круга деталей и узлов теплообменных аппаратов.

Большим достоинством чугунов являются их высокие литейные свойства, что позволяет изготавливать из них детали сколь угодно сложной формы, и повышенная износостойкость многих из них; высокопрочные и ковкие чугуны отличаются, кроме того, также и пластичностью.

Малоуглеродистые нелегированные стали характеризуются высокой пластичностью как на холоду, так и в нагретом состоянии, и поэтому хорошо поддаются обработке давлением в холодном и в горячем состоянии, а также очень хорошей свариваемостью. При этом они достаточно прочны при температурах до 450°С, хорошо воспринимают динамические нагрузки и достаточно устойчивы против коррозии в неагрессивных средах.

Детали и узлы теплоиспользующих аппаратов химической промышленности, работающих в контакте с агрессивными средами, изготавливают из особо коррозионно-стойких материалов — высоколегированных сталей, вплоть до аустенитных хромоникелевых, в том числе и с присадками кремния и молибдена, повышающими их коррозионную стойкость, а также из высоколегированных чугунов с присадками кремния, хрома, никеля и меди.

Пригодность металлических материалов по химической стойкости оценивается по шкале ГОСТ 5272-50, приведенной в табл. 9-1. Для изготовления теплообменных аппаратов применяют обычно материалы, скорость коррозии которых не превышает 0,1—0,5 мм в год.

Поскольку подавляющее большинство теплоиспользующих аппаратов работает при температурах не выше 350°С, при которых не получают развития явления ползучести стали — основного конструкционного материала, постольку в настоящей книге не рассматриваются стали и сплавы, устойчивые против ползучести. При необходимости исчерпывающие данные о них можно найти в обширной специальной литературе.

9-2. ЧУГУНЫ

Содержание углерода в серых чугунах колеблется в пределах от 2,8 до 3,7%, содержание других компонентов составляет: кремния — 1,5—2,5%, марганца — 0,1—1%, фосфора — до 0,8% и серы — до 0,12%.

Согласно ГОСТ 1412-54 серые чугуны маркируются по прочности металла в отливке. В маркировке чугунов буквы СЧ означают «серый чугун», два двузначных числа, разделенных дефисом, означают: первое — минимальный предел прочности чугуна на растяжение, второе — минимальный предел прочности на изгиб, кгс/мм².

Области применения марок серого чугуна приведены в табл. 9-2. Следует иметь в виду, что по нормам Госгортехнадзора при проектировании чугунных изделий допускается применение серого чугуна для аппаратов, температура стенок которых не превышает 250°С, а также что:

1) из чугуна марок не ниже СЧ15-32 допускается изготовление сосудов диаметром до 1 м при внутреннем давлении не выше 6 ат и диаметром до 2 м при внутреннем давлении не выше 3 ат;

Таблица 9-2

Механические свойства и области применения серых чугунов

Марка чугуна	Предел прочности, кг/мм ² , не менее			Характеристика изделий
	при растяжении	при изгибе	при сжатии	
СЧ00 ¹	Не испытывается			Изделия простой конфигурации, не требующие большой прочности: крышки, подкладки, пробки, грузы, ректификационные колпачки
СЧ12-28	12	28	50	Обечайки для аппаратов без давления, опоры аппаратов, рамы машин, гарнитура печей, тарелки ректификационных колонн
СЧ15-32 СЧ18-36	15 18	32 36	55 70	Трубы для оросительных теплообменников и детали к ним, корпуса конденсаторов, арматура и фитинги низкого давления
СЧ21-40 СЧ24-44	21 24	40 44	75 85	Ответственные детали со знакопеременными нагрузками, корпуса задвижек и клапанов для средних давлений, цилиндры насосов и компрессоров, колеса центробежных насосов
СЧ28-48 СЧ32-52	28 32	48 52	100 110	Корпуса и цилиндры компрессоров и паровых насосов, червячные колеса, шестерни, маховики
СЧ35-56 СЧ38-60	35 38	56 60	120 130	Особо ответственные детали насосов, компрессоров и теплообменных аппаратов, работающих с повышенным давлением

¹ Механические свойства не гарантируются; чугун на прочность не испытывается.

2) из чугуна марок СЧ18-36 или выше — диаметром до 3 м для внутреннего давления не выше 3 ат;

3) при наружном давлении до 8 ат допускается максимальный диаметр сосуда не более 2 м.

Недостатком серого чугуна является так называемый рост, т. е. необратимое увеличение объема в условиях работы при высоких температурах, особенно в условиях теплосмен.

Ограничения роста серого чугуна достигают присадкой 1—2% Ni. Хорошо сопротивляется росту чугун с содержанием 14% Ni, 6% Cu и 4% Cr.

Повышения прочности серого чугуна достигают модифицированием его добавками силикокальция, силикоалюминия или ферросилида. Благодаря однородности строения и мелкозернистости модифицированные чугуны марок СМЧ28-48, СМЧ32-52, СМЧ35-56 и СМЧ38-60 отличаются повышенной износостойкостью и прочностью при динамических нагрузках, хорошей обрабатываемостью на станках и повышенной химической стойкостью.

Присадка к чугуну в ковш перед разливкой 0,4—0,6% магния создает условия для получения в структуре чугуна шаровидных включений графита, что способствует повышению пластичности и ударной вязкости серого чугуна. Получаемые таким путем так называемые высокопрочные чугуны (ГОСТ 7293-54) соединяют в себе высокие механические свойства стали и литейные свойства серого чугуна; они вытесняют ковкий чугун, способный без разрушения испытывать значительные деформации. В аппаратостроении ковкий чугун применяют для изготовления небольших и тонкостенных деталей, арматуры и фитингов. Марки ковкого чугуна обозначаются буквами КЧ и двузначным числом, показывающим минимальное значение относительного удлинения в процентах, например КЧ37-12, КЧ33-8, КЧ60-3 и т. д. Аналогично, но с буквами ВЧ обозначаются марки высокопрочного чугуна, например ВЧ40-10.

В аппаратостроении, особенно в производстве химической аппаратуры, нашли широкое применение легированные чугуны, химическая стойкость и окислительная стойкость которых повышены добавками хрома, кремния, молибдена, никеля, алюминия и других элементов. Для установок с растворами серной и соляной кислот широко применяют кремнистые чугуны — ферросилид и анти-

хлор по ГОСТ 2233-43. Хромоникелемединые чугуны применяют для труб, по которым перекачивают хлористый водород, сероводород, серную кислоту и каустическую соду. Высокохромистые чугуны Х23, Х28 и Х34, в марках которых двузначным числом обозначено процентное содержание хрома, отличаются высокой химической стойкостью и окислительной стойкостью до 1000°С.

9-3. СТАЛИ

Стали являются самым распространенным конструкционным материалом в аппаратостроении. Механические, физические и химические свойства стали могут быть изменены в широких пределах присадкой различных легирующих элементов, а также термической и химико-термической обработкой.

Углеродистые стали

В зависимости от степени чистоты (содержания вредных примесей), способа выплавки и раскисления, степени однородности свойств и комплекса приемочных испытаний углеродистые конструкционные стали делятся на стали обыкновенного качества (ГОСТ 380-60*) и стали качественные (ГОСТ 1050-60*). Оба отмененных стандарта называются базовыми, т. е. в них регламентированы марки сталей, их обозначения и общие технические требования — без указания узкого назначения стали той или иной марки. В стандартах и технических условиях на конкретные изделия из конструкционных углеродистых сталей ссылаются на стали базовых стандартов или на их типы.

Марки сталей обыкновенного качества обозначаются буквами «Ст.» и условными номерами от 1 до 7, например Ст. 3, причем с увеличением номера возрастает содержание углерода в стали и тем самым повышается ее прочность. Стали марок Ст. 1—Ст. 4 относятся к малоуглеродистым, стали марок Ст. 5—Ст. 7 — к среднеуглеродистым сталям. Малоуглеродистые стали с некоторыми регламентированными стандартом отклонениями от нормы группируются в сталь марки Ст. 0, из которой допускается изготовление ответственных изделий (перил, настилов и т. п.).

Стали обыкновенного качества делятся на группы А и Б и подгруппу В. Стали группы А поставляются по механическим свойствам, стали группы Б — по химическому составу, стали подгруппы В — по механическим свойствам и по химическому составу. В обозначениях марок группы Б перед буквами «Ст.» ставится буква, отражающая способ выплавки стали (М — мартеновская, К — конвертерная, Б — бессемеровская), например МСт. 5, КСт. 3. В обозначении марок стали подгруппы В перед буквами «Ст.» ставится буква В, а способ выплавки не указывается, так как стали подгруппы В выплавляются только мартеновским способом.

В последние годы в СССР получила широкое развитие выплавка углеродистых сталей в кислородных конвертерах с основной футеровкой, с продувкой кислородом сверху. Многочисленные исследования и эксплуатационное опробование в очень широком масштабе показали, что конвертерные стали не уступают практически по качеству и свойствам мартеновским сталям.

Степень раскисненности стали, т. е. степень удаления из нее избыточного кислорода, отмечается буквами в конце обозначения марки. Марки спокойной (полностью раскисленной) стали обозначаются буквами «сп», марки не полностью раскисленной (кипящей) стали — буквами «кп», марки стали промежуточной степени раскисленности (полуспокойной) — буквами «пс». Отсутствие букв в конце обозначения марки указывает на то, что сталь относится к спокойной, буквы «кп» и «пс» ставятся обязательно.

Кипящими выплавляются только малоуглеродистые стали марок Ст. 1—Ст. 4, полуспокойными — малоуглеродистые и среднеуглеродистые (до Ст. 6).

К наименее качественным (более хладноломким и более склонным к старению) относятся кипящие стали, наиболее высоким качеством отличаются спокойные стали. Сильно обжатый прокат (листы толщиной до 10—12 мм, фасонные профили со стенками толщиной до 10 мм) из полуспокойных сталей равноценен по качеству и свойствам спокойным сталям.

Качественные конструкционные углеродистые стали по ГОСТ 1050-60* поставляются по механическим свойствам и по химическому составу, причем комплекс приемочных механических испытаний этих сталей сложнее, чем сталей группы А и подгруппы В по ГОСТ 380-60*.

Марки качественных сталей обозначаются двузначным числом, выражающим среднее содержание углерода в стали данной марки в сотых долях процента (например, 08, 20, 45). Степень раскисленности качественных сталей обозначается также буквами «кп» или «пс», помещаемыми в конце обозначения марки.

В зависимости от степени ответственности деталей и условий их работы в аппаратостроении используются углеродистые стали обеих качественных категорий, причем для свариваемых элементов и деталей, а также для деталей с высокой пластичностью применяются преимущественно стали типов Ст.3 и 20, реже типов Ст.2, Ст. 4, 10 и 15, а также листовые котельные стали марок 15К и 20К по ГОСТ 5520-62.

Для деталей повышенной прочности (крепежных и др.), изготавливаемых обычно без применения сварки, применяют чаще всего стали Ст. 5, 25, 30, 40 и 45.

Углеродистые стали для стального фасонного литья (ГОСТ 977-53) обозначаются аналогично качественным конструкционным углеродистым сталям с добавлением буквы Л в конце обозначения марки. Это — только спокойные стали.

Легированные стали¹

Низколегированные стали. В последние годы в производстве теплового оборудования начали широко применять низколегированные стали повышенной прочности для изготовления элементов, работающих при температурах не выше 450°С, т. е. в условиях отсутствия ползучести. Эти стали применяются взамен малоуглеродистых нелегированных сталей с целью облегчения веса элементов и снижения металлоемкости установок. По коррозионной стойкости и технологичности эти стали не уступают углеродистым, они достаточно пластичны и хорошо свариваются, однако сварные соединения этих сталей требуют обязательного проведения термической обработки — высокого отпуска. Сварка этих сталей дол-

жна производиться с предварительным или сопутствующим подогревом.

Наиболее широкое распространение получили низколегированные стали повышенной прочности марок 09Г2С, 10Г2С1, 16ГС и 15ГС, легированные наиболее дешевыми легирующими элементами — кремнием и марганцем. Минимальный предел текучести этих сталей составляет 30—35 кгс/мм², т. е. он значительно превышает предел текучести нелегированных малоуглеродистых сталей (21—24 кгс/мм²). Это позволяет значительно снизить вес элементов и конструкций.

Свойства низколегированных теплоустойчивых сталей с присадками молибдена, хрома, ванадия, ниобия и других элементов, работающих в условиях ползучести, т. е. при температурах выше 450°С, подробно описаны в справочной и научно-технической литературе и поэтому здесь не рассматриваются (стали марок 16М, 12МХ, 15ХМ, 12Х1МФ, 15Х1М1Ф, 12Х2МФСР, 12Х2МФБ).

Высоколегированные стали. Несмотря на высокую относительную стоимость, высоколегированные стали с каждым годом находят все большее применение в энергетической и химической промышленности благодаря своим высоким качествам: прочности, жаропрочности и коррозионной стойкости.

В аппаратостроении широкое распространение нашли высоколегированные аустенитные стали следующих марок (ГОСТ 5632-61): X18H9T, OX18H12Б, X18H12T, X17H13M2T, X17H13M3T, X20H14C2, X23H18, X23H13 и X25H20C2. Наибольшее распространение получила сталь X18H9T, отличающаяся большой стойкостью против разъедающего действия азотной кислоты, нитритов, нитратов, уксусной и фосфорной кислот, щелочей и других агентов и более низкой стоимостью по сравнению с другими высоколегированными аустенитными сталями.

Аустенитная сталь X17H13M3T применяется для изготовления особо коррозионностойких элементов аппаратов.

Кроме высокой коррозионной стойкости, аустенитные хромоникелевые стали отличаются высокой жаропрочностью и поэтому широко применяются для изготовления элементов теплового оборудования, работающих в условиях ползучести при температурах выше 580°С. К наиболее жаропрочным из них относятся стали с содержанием никеля, превышающим содержание хрома, и

¹ В обозначениях марок легированных сталей каждому легирующему элементу присвоена прописная буква: Х — хром, Н — никель, М — молибден, В — вольфрам, Ф — ванадий, Т — титан, Б — ниобий, Г — марганец, С — кремний, К — кобальт, Д — медь, Ю — алюминий, Ц — цирконий, Р — бор; А — азот, Е — селен или теллур.

добавками вольфрама, ниобия и бора, например сталь 1X14H18B2BP (ЭИ695Р). Данные о свойствах жаропрочности этих сталей приведены в специальной литературе. Аустенитные стали хорошо поддаются горячей обработке давлением и хорошо свариваются; они чувствительны к наклепу и обрабатываются резанием хуже сталей других структурных классов.

К высоколегированным сталям, используемым при изготовлении теплоиспользующего оборудования, относятся также высокохромистые стали ферритного класса с низким содержанием углерода. Эти стали коррозионно- и окислительноустойчивы. К ним относятся стали марок ОХ13, Х14, Х17, Х17Т, Х25Т и Х28. Сталь Х17Т используется, например, в производстве оборудования азотнокислотных заводов (абсорбционные башни, теплообменники для горячих нитрозных газов и горячей азотной кислоты, баки для кислот, трубопроводы). Она рекомендуется также в качестве заменителя стали Х18Н10Т при изготовлении сварных конструкций, не подвергающихся действию ударных нагрузок, и при температурах эксплуатации не ниже минус 20°С. Ферритные стали свариваются хуже сталей других структурных классов.

Следует отметить также относительно недорогие стали мартенситного класса с суммарным содержанием легирующих элементов порядка 6—8%, которые принято относить к среднелегированным сталям, например хромомолибденовую сталь Х5М и хромокремнемолибденовую сталь Х6СМ. Они используются в нефтеперерабатывающей промышленности, так как способны работать при температурах 550—650°С без интенсивного окисления.

Подробные данные о свойствах и областях применения высоколегированных сталей приведены в приложениях к ГОСТ 5632-61 на стали и сплавы высоколегированные коррозионностойкие, жаростойкие и жаропрочные (деформируемые).

Ниже приводятся примерные сравнительные данные о стоимости сталей различных марок (стоимость углеродистой стали марки 20 принята за единицу):

Стали марки	20	Х6СМ	Х18Н9	Х18Н9Т	25Н20С2
Сравнительная стоимость	1	3,5	11	13	22

9-4. ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ

Цветные металлы и их сплавы отличаются, как правило, более высокими коррозионной стойкостью и теплопроводностью, чем стали и чугуны; поэтому, несмотря на повышенную стоимость, алюминий, медь, свинец, никель и сплавы с их участием, а в последние годы титан и тантал находят широкое применение в качестве конструктивных материалов для теплообменных аппаратов энергетической, химической, нефтяной, пищевой и других отраслей промышленности [Л. 6, 7, 41].

Предельные температуры поверхностей теплообмена, выполненных из цветных металлов (°С):

Алюминий	200	Титан	600
Свинец	140	Тантал	1 200
Медь и ее сплавы	250	Поверхности с мягкими припоями	120
Никель	500		

Алюминий. Физические свойства алюминия: удельный вес $\gamma=2,7 \text{ кг/дм}^3$, температура плавления $t_{пл}=657^\circ\text{С}$, теплоемкость $c=0,218 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, теплопроводность $\lambda=188 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, линейный коэффициент температурного расширения $\alpha=2,4 \cdot 10^{-5}$. Технически чистый алюминий выпускается по ГОСТ 11070-64 семи марок в зависимости от степени чистоты. Алюминий хорошо противостоит агрессивному воздействию азотной, фосфорной и уксусной кислот, хлора, хлористого водорода и соединений и паров серы, чему способствует образующаяся на поверхности металла плотная защитная пленка. Вместе с тем эта пленка затрудняет пайку и сварку металла. Для изготовления теплообменной и химической аппаратуры применяют алюминий марок АОО и АО, предварительно отожженный при 400°С, с пределом прочности на растяжение не менее 750 кгс/см² и относительным удлинением не менее 25%.

Медь. Физические свойства меди следующие: удельный вес $\gamma=8,9 \text{ кг/дм}^3$, температура плавления $t_{пл}=1 083^\circ\text{С}$, теплоемкость $c=0,093 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, теплопроводность $\lambda=340 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, линейный коэффициент температурного расширения $\alpha=1,65 \cdot 10^{-5}$. Технически чистая медь выпускается по ГОСТ 859-66 пяти марок, две из которых — М2 и М3 с содержанием меди соответственно 99,7 и 99,5% применяют для конструирования теплообменной аппаратуры. Медь не образует защитных оксидных пленок, и поэтому она неустойчива химически в кислотах и в солях. Ее разрушают пары серного ангидрида и серы, сероводород, углекислота и аммиак. Однако медь химически устойчива в растворах щелочей. Высокая пластичность меди позволяет подвергать ее протягиванию, штамповке, вальцеванию и бортовке как в горячем, так и в холодном состоянии.

С понижением температуры прочность меди повышается и увеличивается ее теплопроводность: при -253°С она достигает 1 600 ккал/м² · ч · град. Эти особенности делают медь незаменимым материалом для аппаратов в криогенной технике.

Свинец. Высокая коррозионная стойкость свинца в серной кислоте и в ее солях обеспечили ему широкое применение в аппаростроении для сернокислотных заводов и в электропромышленности

для производства аккумуляторов. Удельный вес свинца $\gamma = 11,35 \text{ кг/дм}^3$, температура плавления $t_{пл} = 327^\circ \text{С}$, теплоемкость $c = 0,031 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, теплопроводность $\lambda = 30 \text{ ккал/кг} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, линейный коэффициент температурного расширения $\alpha = 2,9 \cdot 10^{-5}$. По ГОСТ 3778-56 выпускают шесть марок свинца в зависимости от степени чистоты: СВ, СО, С1, С2, С3 и С4. Низкая температура плавления и исключительная мягкость свинца ограничивают область его применения. Из свинца изготавливают листы, трубы и прокладки для коррозионностойкой аппаратуры.

Никель. Физические свойства никеля: удельный вес $\gamma = 8,9 \text{ кг/дм}^3$, температура плавления $t_{пл} = 1452^\circ \text{С}$, теплоемкость $c = 0,10 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, теплопроводность $\lambda = 58 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, линейный коэффициент температурного расширения $\alpha = 1,34 \cdot 10^{-5}$. По ГОСТ 849-56 никель выпускают пяти марок; самый чистый из них НО содержит не менее 99,99% никеля. Никель прочен, тепло- и коррозионноустойчив, легко отливается и поддается горячей и холодной обработке давлением, благодаря чему представляет собой хороший материал для ответственных деталей теплообменных аппаратов. Однако из-за высокой стоимости область его применения ограничена главным образом коррозионностойкими покрытиями (никелированием, плакированием, обкладкой аппаратов) и присадками к легированным сталям.

Титан. Отличается относительно малым удельным весом $\gamma = 4,5 \text{ кг/дм}^3$ и высокой температурой плавления $t_{пл} = 1725^\circ \text{С}$. Теплоемкость титана $c = 0,13 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, теплопроводность $\lambda = 13 \text{ ккал/кг} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, линейный коэффициент температурного расширения $\alpha = 8,44 \cdot 10^{-6}$. Титан отличается высокой прочностью и коррозионной стойкостью. Его не разрушают кипящая азотная кислота и царская водка, нитриты, нитраты и хлориды, однако 40%-ная серная кислота разъедает титан. По стоимости в изделии титан в 8—10 раз дороже аустенитной хромоникелевой стали, но легко окупается благодаря долговечности изделий. Титан поставляется в виде тонких (0,5—3 мм) листов и труб, проката, проволоки и литья. Титан сваривают под вакуумом в среде аргона.

Тантал. Прочный и тугоплавкий металл. Температура плавления тантала $t_{пл} = 3000^\circ \text{С}$, удельный вес $\gamma = 16,6 \text{ кг/дм}^3$, теплоемкость $c = 0,036 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, теплопроводность $\lambda = 47 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, линейный коэффициент температурного расширения $\alpha = 6,57 \cdot 10^{-6}$. Тантал коррозионноустойчив в большинстве агрессивных сред. Он отличается высокой пластичностью, хорошо куется и штампуется. Сварка тантала затруднительна из-за его тугоплавкости. Тантал примерно в 100 раз дороже аустенитной хромоникелевой стали. Его применяют в виде тонкой фольги и только в тех случаях, когда вследствие агрессивности среды не могут быть применены другие материалы.

Цирконий. В последние годы в аппаратостроении начали применять цирконий. Его удельный вес $\gamma = 6,5 \text{ кг/дм}^3$, температура плавления $t_{пл} = 1850^\circ \text{С}$, теплоемкость $c = 0,068 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, теплопроводность $\lambda = 18 \text{ ккал/кг} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, температурный коэффициент линейного расширения $\alpha = 6,15 \cdot 10^{-6}$, предел прочности при растяжении $\sigma_b = 50\text{—}70 \text{ кгс/мм}^2$. Из циркония изготавливают фольгу, тонкие листы, трубы и прокат. Благодаря высокой химической стойкости, превышающей таковую титана и тантала, цирконий иногда используют для обкладки внутренних стен химических аппаратов. Цирконий получил распространение в ядерной технике.

9-5. СПЛАВЫ НА МЕДНОЙ ОСНОВЕ

Эти сплавы делятся на две группы: 1) сплавы меди с цинком, называемые томпаками (до 20% цинка) и латунями (от 20 до 50% цинка); 2) сплавы меди с оловом, кремнием, марганцем, алюминием, свинцом и другими добавками, называемые бронзами [Л. 6].

Латуни. Обозначение марок латуни начинается с буквы Л. Далее следуют буквы, соответствующие легирующим элементам, кроме цинка. Первое (двузначное) число показывает содержание меди в процентах; следующие цифры — содержание легирующих элементов в той последовательности, в какой расположены буквы. Например, ЛН 65-5 — латунь с содержанием 65% меди, 5% никеля; остальные цинк (30%).

По коррозионной стойкости латуни превосходят медь. Для предотвращения коррозионного растрескивания латуни отжигают. Латуни пластичны и хорошо обрабатываются резанием. В аппаратах, работающих под давлением, применяют отожженную латунь марок Л62, Л68 и ЛО70-1 по ГОСТ 1019-47. Из латуней Л62 и Л68 изготавливают трубы для поверхностей теплообмена общего назначения, в том числе для конденсаторов, работающих на пресной воде. Латунь ЛО70-1 применяется для труб, омываемых морской водой и другими содосодержащими жидкостями. Механические свойства латуни улучшаются при низких температурах, поэтому ее, как и медь, применяют для изготовления аппаратуры, используемой в криогенной технике.

Бронзы. Обозначения марок бронз начинаются буквами Бр, затем следуют буквы легирующих элементов. Цифры обозначают содержание этих элементов в процентах. Например, БрОЦ8-4 означает оловянистоцинковистую бронзу, содержащую 8% олова и 4% цинка, остальное — медь. В аппаратостроении наибольшее распространение получили оловянистые и специальные безоловянистые бронзы. Оловянистые бронзы Бр010, БрОЦ10-2 и БрОЦ8-4 отличаются хорошими технологическими свойствами, прочны, хорошо отливаются и паяются, устойчивы против атмосферной коррозии. Они применяются для изготовления ответственных деталей аппаратов, насосов и арматуры, работающих при давлениях до 15 ат и температурах до 250°С.

В теплообменных аппаратах нашли применение также следующие сплавы цветных металлов.

Мельхиор — медноникелевый сплав МН70-30 (70% меди, 30% никеля) используют для труб теплофикационных теплообменников и конденсаторов, работающих на морской воде.

Сплав свинца с сурьмой применяют для отливки деталей, соприкасающихся с растворами серной кислоты концентрации до 60% при малых давлениях.

Если отливка должна быть легкой и иметь хорошие технологические свойства при умеренной прочности, применяют сплавы алюминия с кремнием — **силумины**.

К сплавам цветных металлов относятся и **припои**. Припоем называют металл или сплав, служащий для соединения металлических частей в одно целое пайкой. Припои разделяют на мягкие — с температурой плавления от 183 до 280°С и твердые — от 600 до 1000°С. Мягкие припои (ГОСТ 1499-54) имеют оловянистоцинковую основу (припой оловянистоцинковый — ПОС). Твердые припои в сплаве имеют основу медь и цинк или серебро (ГОСТ 1534-42 и 8190-56).

Низкие температуры оказывают отрицательное влияние на механические свойства многих металлов. Углеродистые стали, особенно кипящие, становятся при минусовых температурах хрупкими, при этом несколько снижается их пластичность (относительное удлинение и сужение) и повышаются пределы прочности и текучести. Стали ферритного и полуперлитного классов — 0X13, 1X13, X17 и X25 — не должны применяться для работы при низких температурах из-за их хладноломкости.

Хорошо сопротивляется динамическим нагрузкам при минусовых температурах спокойная углеродистая мартеновская сталь, раскисленная повышенным количеством алюминия; присадка марганца и никеля также способствует повышению ударной вязкости сталей. Не проявляют хладноломкости хромоникелевые стали аустенитного класса, например сталь X18H9T.

Сварные швы на стальных изделиях отличаются обычно при низких температурах пониженной ударной вязкостью по сравнению с основным металлом. Изделия, работающие при низких температурах, следует сваривать с обязательным предварительным или сопутствующим подогревом. Сварные швы, предназначенные для работы при низких температурах, подвергают отпуску.

Ударная вязкость также снижается у чугуна при низких температурах, однако в меньшей степени, чем ударная вязкость стального лития.

Пределы прочности и упругости, пластичность и твердость алюминия, меди и никеля с понижением температуры возрастают. Пластичность швов на меди и на латуни при низких температурах не только не ухудшается, а даже улучшается, что выгодно отличает эти металлы от стали.

Облучение металлов в реакторах. При выборе металлов для изготовления элементов охлаждения атомных реакторов необходимо считаться со способностью металлов поглощать нейтроны [Л. 7, 27]. Изменение свойств металла в результате облучения вызывается столкновением нейтронов большой энергии или осколков атомов с атомами металла, в результате чего образуются вакансии и дислокации. В результате деления атомов или захвата нейтронов ядрами атомов облучаемого металла в нем появляются новые атомы — примеси. Вследствие этих изменений структуры металла его пластичность и ударная вязкость резко снижаются, а предел текучести и твердость повышаются. С повышением температуры изменение механических свойств металла в результате облучения сказывается в меньшей степени.

Для сравнения влияния облучения испытывают трубы из разных металлов, но равного внутреннего диаметра и равной прочности, и сопоставляют их способность поглощать нейтроны. Такие данные для металлов, получивших наибольшее применение при изготовлении реакторов, приведены в табл. 9-4.

Алюминий и магний трудно защищать от коррозии при высоких температурах. С повышением рабочей температуры прочность их быстро снижается, и поэтому в мощных реакторах их применять нельзя. Аустенитные стали и цирконий более перспективны как конструкционные материалы для реакторов, однако при применении ста-

Относительное поглощение нейтронов некоторыми металлами

Металлы	Относительное поглощение нейтронов, $1 \text{ см}^2 \cdot 10^6$	Относительное поглощение нейтронов для труб равной прочности при 20°C	Точка плавления, °C
Магний	3,5	10	650
Алюминий	13	102	658
Сталь X18H9	226	234	~1500
Цирконий	12,6	16	~1780

ли производительность реактора снижается из-за сильного поглощения нейтронов.

Наиболее перспективен для изготовления охлаждающих элементов реакторов чистый цирконий или цирконий, легированный никелем и железом.

9-7. КОРРОЗИЯ МЕТАЛЛОВ В ХИМИЧЕСКОЙ АППАРАТУРЕ

Влияние среды на коррозию

Металлические элементы теплообменных аппаратов подвергаются коррозионному разрушению.

Безводные растворы серы и органических сернистых соединений не взаимодействуют с углеродистыми сталями, но разрушают медь.

Сухие кислород и сероводород при комнатной температуре не взаимодействуют со сталью, алюминием, свинцом и цинком, однако даже небольшое содержание влаги сильно повышает агрессивность среды. При повышении температуры взаимодействие активизируется.

Нефть, содержащая сероводород, влагу и кислород, вызывает коррозию углеродистых и низколегированных сталей и меди. Стали X18H9T, X18H12M2T и X18H25C не корродируют в ней. Коррозия в газообразной среде протекает более интенсивно, чем в жидкой. В такой среде стали X18H9T, X18H12M2T и X18H25C подвержены язвенной коррозии. По коррозионной стойкости стали X17 и X25T являются полноценными заменителями сталей X18H9T и X18H12M2T, однако существенно уступают им по технологичности.

Высокохромистые стали можно с успехом применять для изготовления сварной химической аппаратуры, работающей при статических нагрузках в уксусной, фосфорной и азотной кислотах, щелочах и многих других агрессивных средах. Добавка к хромистой стали алюминия и кремния повышает ее устойчивость в среде, содержащей серу.

Широкое применение в горячих аппаратах, перерабатывающих нефть с большим содержанием серы, нашли стали 0X13 и 1X13. Их применяют в качестве облицовочного материала и для внутренних устройств (тарелок, колпачков и т. п.). Алюминий, свинец, цинк и олово устойчивы в высокосернистых средах.

Сухой сернистый ангидрид (SO_2) не вызывает коррозии углеродистой стали, однако содержание 0,1% влаги приводит к интенсивной коррозии даже при комнатной температуре. В среде с влажным сернистым ангидридом рекомендуют применять чугуны с содержанием 14% Ni, 6% Cu и 3% Cr. Хорошо работают в этих условиях стали типов ЭИ171 и ЭИ183, а при низких температурах также латуни и бронзы. Агрессивность сернистого ангидрида возрастает с повышением температуры.

Нафтеновые кислоты вызывают очень интенсивную коррозию при 250—375°С. Сильнее всего разрушается свинец. Если коррозию свинца в нафтенных кислотах принять за 100, то скорость коррозии других металлов расположится в следующей последовательности: цинк 41, медь 3, олово 2, железо 1, алюминий 0.

Соляная кислота разрушает сталь и чугун. Хорошо сопротивляются коррозии в растворах соляной кислоты при комнатной температуре высококремнистые чугуны, содержащие 14% кремния, типа ферросилида (ГОСТ 1415-61), однако они разрушаются в горячей соляной кислоте. Присадка к этому чугуну 3,5—4% молибдена делает его устойчивым в горячей соляной кислоте. Такой чугун называется антихлором.

Стали типа 0Х18Н9 и Х18Н9Т устойчивы в растворах соляной кислоты низкой концентрации (до 3,5%) при комнатной температуре. Медные сплавы более устойчивы в соляной кислоте, чем сплавы на основе железа. Высокой коррозионной стойкостью в соляной кислоте отличаются латуни ЛО70-1 и ЛО60-1.

Для изготовления аппаратуры, предназначенной для выпаривания кислот в вакууме и для обработки продуктов парами соляной кислоты, используют сплавы никеля с молибденом и кремнием, а также с хромом и молибденом. Сплав ЭИ460 (68% Ni, 28% Mo, менее 0,12% C, бесталное железо) предназначен для работы в контактах с растворами соляной и серной кислот и устойчив в растворах этих кислот любой концентрации при комнатной температуре. Во влажном хлоре и в азотной кислоте сплав коррозионной стойкостью не отличается.

Свинец устойчив в соляной кислоте при низких температурах, но сильно корродирует при нагревании. Алюминий и его сплавы неустойчивы в соляной кислоте, так как образующийся на поверхности хлористый алюминий растворяется в воде.

Сухой хлористый водород практически не разъедает при комнатной температуре углеродистой стали, чугуна, легированных сталей и алюминия, однако с повышением температуры коррозионные процессы получают развитие.

Серная кислота широко используется в нефтеперерабатывающей промышленности. При концентрации более 75% она образует на поверхности сталей и чугунов окисные пленки, предохраняющие металл от разрушения при комнатных температурах. Однако дымящаяся серная кислота действует на сталь очень интенсивно, так как не образует окисных пленок. Чугун корродирует слабее стали, так как SO_3 , взаимодействуя с кремнием чугуна, образует SiO_2 . Объем окиси кремния больше объема кремния, что приводит к образованию трещин. Слабая серная кислота интенсивно разъедает сталь.

В серной кислоте низкой концентрации очень устойчив свинец, на поверхности которого образуется нерастворимая пленка PbSO_4 . Дымящаяся серная кислота растворяет пленку PbSO_4 , и свинец корродирует.

Весьма устойчивы в горячей серной кислоте большой концентрации никелемедистые (70% Ni, 30% Cu), никелемолибденовые сплавы (53% Ni, 22% Mo, 22% Fe) и никелемедехромистый чугун (14% Ni, 6% Cu, 4% Cr). Наиболее устойчив ферросилид — чугун с 14% кремния.

В среде фосфорной кислоты, применяемой в качестве катализатора, устойчивы никелемедистые сплавы типа монель-металла (70% Ni, 30% Cu), а также сплав состава 51% Ni, 19% Mo, 17% Cr и 5% W.

В растворах щелочей достаточной стойкостью отличаются в большинстве случаев углеродистые стали. Горячая щелочь способна приводить деформированный и напряженный металл к растрескиванию (явление каустической хрупкости). В этом случае приходится прибегать к облицовке аппаратуры сплавом 70% Ni и 30% Cu или чистым никелем, особенно при температуре среды выше 300°С. Для работы в щелочных средах непригодны медь, медные сплавы, алюминий, цинк, свинец и олово, на поверхности которых образуются гидраты окислов, хорошо растворяющиеся в щелочах.

Защита металлов от коррозии

Защита углеродистых сталей от коррозии металлическими покрытиями и окисными пленками позволяет экономить дефицитные цветные металлы [Л. 41, 55]. Сущность методов нанесения защитных металлических и неметаллических покрытий заключается в создании на поверхности металлов пленок, отличающихся значительно более высокой коррозионной стойкостью, чем основной металл. Защитные покрытия должны удовлетворять следующим основным требованиям: сплошность, непроницаемость, высокая прочность сцепления с основным металлом, высокая твердость, износостойкость и равномерное распределение по поверхности. Перед нанесением защитного слоя поверхность металла должна быть хорошо очищена механически и обезжирена веной известью, бензином, керосином или щелочными растворами.

Различают следующие основные методы нанесения металлических покрытий: гальванический, распыление (металлизация), диффузионный, погружение в расплавленный металл, механико-термический (плакирование), оксидирование, химическое никелирование и фосфатирование.

Гальванические покрытия осуществляются выделением металлов из водных растворов солей при воздействии постоянного электрического тока и осаждением этих металлов на поверхности защищаемых изделий. Покрываемые изделия являются катодами (—). Пластины осаждаемого металла (растворимые аноды), пластины графита или неосаждаемого металла (в солях) могут служить анодами (+). В химическом машиностроении применяют обычно анодные покрытия цинком и кадмием, реже — катодные покрытия никелем, хромом и свинцом.

При металлизации предварительно расплавляемую в ацетилено-кислородном пламени или в электрической дуге стальную, цинковую или алюминиевую проволоку распыляют струей сжатого воздуха или инертного газа на мельчайшие частицы, которые, ударяясь о поверхность, подлежащую защите, сцепляются с ней и образуют покрытие толщиной 0,4—0,5 мм (можно покрывать металл, де-

рево, бетон, керамику и т. д.). Расплавление и распыление производятся специальными аппаратами — металлизаторами. Чешуйчатая структура застывающих брызг металла делает покрытие пористым и не очень стойким против коррозии. Поэтому металлization нашла применение главным образом для защиты от атмосферной коррозии.

Диффузионные покрытия образуются путем диффузии наносимого вещества из твердой или газообразной фазы в глубь защищаемого материала. Диффузия протекает при высокой температуре, иногда в вакууме или в токе водорода, в нейтральной или в восстановительной атмосфере. Такие покрытия отличаются большей коррозионной стойкостью и большей износостойкостью, чем гальванические и металлizationные. В качестве покрывающего металла нашли применение алюминий, кремний, хром и цинк, а в последнее время и титан.

Алитирование стали — получение твердого раствора алюминия в железе (20—30% Al) — производится путем взаимодействия железа с расплавленным алюминием при 950°С в течение 3—4 ч. Глубина алитирования составляет 0,3—0,8 мм.

Диффузионное силицирование стали производится путем насыщения поверхности стали кремнием при помощи порошкообразных материалов в среде расплавленных электролитов и в газовой фазе. Процесс протекает при температуре 1000—1200°С. Толщина слоя кремния, пролифундировавшего в сталь, составляет 0,1—0,4 мм. Силицирование повышает не только коррозионную стойкость, но и износостойкость стали.

Термохромирование производится выдерживанием деталей при высокой температуре в порошкообразных материалах или в атмосфере, содержащей пары солей хрома. На поверхности получается твердый раствор Fe—Cr. При этом повышается жаростойкость и твердость изделия.

Горячие покрытия образуются путем погружения защищаемого металла в расплавленный покрывающий металл, который смачивает поверхность изделия. Сталь покрывают цинком ($t_{пл} = 419^\circ\text{C}$), оловом ($t_{пл} = 232^\circ\text{C}$), свинцом ($t_{пл} = 327^\circ\text{C}$). В химическом машиностроении горячим свинцом покрывают мешалки, краны, вентили и арматуру. Для лучшей смачиваемости в расплав добавляют сурьму или олово либо лудят предварительно изделие оловом. Толщина слоя свинца составляет 0,5—2 мм.

Плакирование или облицовка металла более коррозионно-стойким является наиболее совершенным способом защиты от коррозии. Плакирование осуществляется путем совместной прокатки или горячей прессовки двух металлов, из которых один, химически более стойкий, предназначен защищать другой — основной конструкционный материал. Так, аппарат из обычной углеродистой стали можно защищать листами аустенитной хромоникелевой стали, никелем, танталом или титаном. Толщина защитного слоя составляет обычно 10—20% толщины основного. Двухслойную (плакированную) сталь начали широко применять в химическом машиностроении.

Окислирование черных металлов известно также под названием воронения. Сущность окислирования заключается в создании на поверхности металла слоя окислов, которые отличаются более высокой коррозионной стойкостью, чем основной металл. Окисдные пленки могут быть получены различными способами. Наибольшее распространение получило щелочное окислирование стали, осуществляемое в растворе следующего состава: 650—700 г едкого натра,

200—250 г нитрата натрия, 1 л воды. В этом растворе изделие кипятят при температуре 137—140°С.

Более стойкая оксидная пленка получается при кислотном окислировании в растворе следующего состава: 40—50 г азотнокислого бария, 3—5 г фосфорной кислоты, 1 л воды.

Окислируют изделия как из стали, так и из цветных металлов: алюминия, магния и их сплавов, реже меди и ее сплавов.

Фосфатирование стали заключается в обработке стальных деталей в горячем растворе фосфорнокислых солей некоторых металлов (Mn, Fe и др.), в результате чего на поверхности металла образуется пористая и хрупкая пленка. Эта пленка от коррозии не защищает, но она служит прекрасным грунтом для лакокрасочных покрытий.

В последние годы развивается химическое никелирование, т. е. никелирование без участия электрического тока. Процесс заключается в получении защитного никелевого покрытия путем восстановления никелевых солей гипофосфатом натрия, калия или кальция при температуре 90—92°С. На поверхности некоторых металлов (Fe, Ni, Al, Zn) получается сплав, состоящий из твердого раствора никеля и интерметаллического соединения Ni_3P , не уступающий по твердости хрому.

Специальные лакокрасочные покрытия являются наиболее доступными и эффективными средствами защиты металлических изделий от коррозии и разрушения. Они нашли широкое применение в машиностроении. В настоящее время более половины всех металлических изделий защищают от коррозии лакокрасочными покрытиями. Подбирая лакокрасочные материалы с хорошей адгезией (сцеплением), используя одновременно защитные свойства одного и эффективные качества другого лакокрасочного слоя, можно получить многослойные комбинированные покрытия, превышающие по стойкости металлические материалы. Защитные свойства лакокрасочного покрытия обусловлены тем, что после окраски на поверхности материала образуется сплошная пленка, изолирующая поверхность от окружающей агрессивной среды и предохраняющая его тем самым от разрушений. Так, широко распространенные асфальтовые и битумные материалы эффективно защищают металлические поверхности от щелочей и кислот. Применяются фенолформальдегидные (резольные) лаки, перхлорвиниловые лакокрасочные материалы и лаки на основе эпихлоргидриновых смол. Для защиты от особо агрессивных сред используются фторопласт-3 и фторопласт-3М.

Обкладка химической аппаратуры резиной и эбонитом (гуммирование) широко применяется в химической промышленности. Резину применяют для обкладки аппаратов, подвергающихся сотрясениям, ударам или частым изменениям температуры. Эбонит применяют в тех случаях, когда аппараты работают при постоянной температуре, и при отсутствии механических воздействий, но при повышенной химической активности среды. По коэффициенту теплового расширения эбонит меньше отличается от металла, чем резина, но он менее эластичен, чем резина, и поэтому шее сцепления эбонита и резины с металлом применяют эбонитовый, термопластовый, хлоркаучуковый и другие клеи — в большинстве материалов на основе каучука, растворенного в бензине [Л. 41].

Существуют различные способы покрытия химической аппаратуры резинами. Основной — обкладка поверхности одним, двумя или

более слоями сырой листовой резины с последующей ее вулканизацией на месте. Предварительно поверхность металла очищают пескоструйным аппаратом для придания ей шероховатости, обмывают бензином и смазывают резиновым клеем. Затем накладывают сырую резину и прокатывают ее деревянными роликами для удаления воздуха и устранения неплотностей. Вулканизация закрытым способом производится паром давлением 3—4 ат в течение 8—9 ч, вулканизация открытым способом (больших емкостей) — путем заполнения сосуда раствором, температура кипения которого при 1 ат выше 100° С. Раствор нагревают перегретым паром или горячим воздухом.

Технология покрытия эбонитом аналогична.

Гуммирование химической аппаратуры связано с некоторыми специфическими особенностями нанесения резиновых обкладок, так как не все конструкции аппаратов и их деталей позволяют применять этот способ защиты. Резина отличается хорошей адгезией по отношению к стали, чугуну, олову, цинку и хрому. При гуммировании свинца и алюминия ускоряется процесс старения резины. Медь непригодна для гуммирования вследствие того, что образующийся на поверхности металла порошкообразный сульфид не пристает ни к меди, ни к резине и действует разрушающе на резину. Поэтому перед гуммированием медь покрывают полудой. Особенно прочные покрытия получают на латуни. Поэтому иногда сталь покрывают перед гуммированием латунью. При гуммировании чугуна получают менее прочные покрытия, чем при гуммировании листовой стали. Сварные конструкции лучше поддаются гуммированию, чем клепаные; стальное литье гуммировать не рекомендуется, так как его поверхность часто бывает пористой.

Аппараты больших размеров, подлежащие гуммированию, рекомендуется изготавливать разъемными с фланцевыми соединениями; если аппарат нельзя изготовить разъемным, в его корпусе должен быть предусмотрен люк или лаз. Верхнюю кромку аппарата выполняют закругленной, острые углы в аппарате и его деталях, подлежащих обкладке резиной, не допускаются; радиус закругления краев и углов деталей должен быть не менее 5 мм.

9-8. НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

Кроме широкого внедрения новых металлов, в аппаратостроении получили значительное распространение неметаллические материалы [Л. 41, 55]. Только применение неметаллических материалов для изготовления теплообменных аппаратов позволило осуществить такие процессы, как хлорирование, бромирование и производство синтетического спирта.

Неметаллические материалы, используемые при изготовлении теплообменной и химической аппаратуры, должны отличаться высокой химической стойкостью, непроницаемостью для газов и жидкостей, достаточной теплопроводностью, термической устойчивостью, прочностью, небольшим объемным весом, хорошей сцепляе-

мостью с другими материалами и хорошей обрабатываемостью. Совокупностью этих свойств не обладает, естественно, ни один из неметаллических материалов. Поэтому при изготовлении теплообменных аппаратов для удовлетворения техническим требованиям часто используют несколько видов материалов.

В производстве теплообменной аппаратуры используют как неорганические, так и органические неметаллические материалы. К неорганическим материалам относятся: горные породы, искусственные силикатные материалы, получаемые плавлением горных пород (каменное литье, плавленый кварц, стекло, эмаль), керамические материалы, получаемые спеканием, вяжущие силикатные материалы (цементы, бетоны и др.). К органическим материалам относятся: непластические материалы (древесина, уголь, графит), пластические массы (конденсационные, полимеризационные, асфальтобитумные композиции), вяжущие материалы (арзамиты), материалы на основе каучука и лакокрасочные материалы. В ряде случаев применяют комбинированные материалы обеих групп: фаолит, асбовинил, стеклотекстолит и др. Ниже приведена краткая характеристика основных свойств и назначения некоторых неметаллических материалов, применяемых для изготовления теплообменной аппаратуры.

Силикатные материалы

Кварцевое стекло (плавленый кварц) нашло применение в качестве кислотостойкого материала в виде непрозрачного плавленого кварца, отличающегося от прозрачного присутствием в его массе мелких газовых пузырьков. Сырьем для изготовления плавленого кварца служит кварцевый песок высокой чистоты. Кварцевое стекло отличается высокой термической стойкостью: длительное его применение допустимо при температурах до 1 000° С, кратковременное — до 1 300—1 400° С. Теплопроводность кварцевого стекла составляет $6\text{—}11 \text{ ккал/м} \times \text{ч} \cdot \text{град}$. Его коэффициент линейного расширения в 6 раз меньше, чем фарфора, и в 12—20 раз меньше, чем простого силикатного стекла. Кварцевое стекло отличается высокой электроизоляционной способностью. Оно устойчиво по отношению ко всем минеральным и органическим кислотам любых концентраций (кроме плавиковой

и фосфорной). Поэтому во многих случаях им заменяют цветные металлы, а иногда даже серебро и платину.

Из непрозрачного кварцевого стекла изготавливают трубы длиной до 1500 мм при диаметре до 300 мм, аппараты для работы под вакуумом и под давлением до 3—4 ат, цагги для колонн диаметром до 700 мм и длиной до 1500 мм, S-образные холодильники, футеровочные плиты и другие детали.

Силикатное стекло представляет собой сплав песка, кальцинированной соды, сульфата натрия, поташа и некоторых других компонентов. Теплопроводность стекла невысока и составляет $0,65 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, термостойкость — до $300\text{—}350^\circ \text{C}$. Силикатное стекло — коррозийностойкий, но очень хрупкий материал. Из него изготавливают трубы, колена, отводы и тройники для агрессивных жидкостей, футеровочные плиты, ткань.

Каменно-керамические изделия получают обжигом до спекания (при температуре до 1300°C) различных природных силикатных материалов и присадок, снижающих температуру плавления шихты. Основным сырьем для производства каменно-керамических изделий служат глина, измельченный шмот, полевой шпат и кварцевый песок. Каменно-керамические изделия отличаются высокой химической стойкостью по отношению к большинству агрессивных сред, высокой термостойкостью и огнеупорностью до 1500°C ; их теплопроводность невелика: $0,9\text{—}3,5 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Каменно-керамические детали применяют при изготовлении керамических башен, колонн, труб, кранов, насосов и вентиляторов для агрессивных жидкостей и газов, а также толстостенных баллонов для перевозки и хранения жидкостей. Большое распространение получили теплообменные керамические аппараты для химической промышленности: холодильники, конденсаторы и подогреватели.

Фарфоровые изделия относят к группе тонкокерамических. Теплопроводность фарфора $0,25 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Применяемый в химической промышленности твердый фарфор получают обжигом при $1300\text{—}1450^\circ \text{C}$ смеси глины (до 55%), кварца (до 30%) и полевого шпата (до 30%). Из фарфора изготавливают футеровочные плиты, насадки башен, варочные котлы, травильные ванны, вакуум-аппараты, трубы, змеевики, краны и даже насосы. Аппаратура из фарфора применяется там, где требуется особая чистота продукции.

Углеродистые материалы

Вследствие высокой химической стойкости и хорошей теплопроводности уголь и графит получили распространение в качестве материалов для изготовления теплообменных аппаратов химической промышленности.

Природные уголь и графит загрязнены примесями, неоднородны по составу, недостаточно прочны и поэтому не применяются. Для изготовления искусственного угля в качестве исходного сырья применяют нефтяной и каменноугольный кокс, реже антрацит и графит. Промытый соляной кислотой для удаления золы и прокаленный углеродистый материал в виде порошка смешивают с каменноугольным пеком и антрацитовым маслом, прессуют под давлением $200\text{—}1500 \text{ ат}$ в изделия или блоки, а затем подвергают обжигу без доступа воздуха при температуре $1350\text{—}1400^\circ \text{C}$ в течение 6—10 суток. В процессе обжига связующее вещество массы превращается в кокс, происходят спекание и усадка угольной массы, удаляются летучие, и масса превращается в монолит. Предел прочности угольных блоков при растяжении составляет $26\text{—}59 \text{ кгс/см}^2$, при сжатии $134\text{—}138 \text{ кгс/см}^2$, при изгибе $56\text{—}117 \text{ кгс/см}^2$. К недостаткам угольных изделий и блоков относятся их высокая пористость (22—25%) и относительно низкая теплопроводность ($\sim 30 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$).

Искусственный графит отличается высокой степенью чистоты (99% углерода и выше), по теплопроводности в 3—8 раз превосходит уголь и по химическим свойствам занимает особое положение в ряду других материалов: кислоты, щелочи и растворы солей в обычных условиях на него не действуют, он растворяется только в расплавленных металлах и разрушается только сильными окислителями. Графитовые изделия, так же как и угольные, отличаются высокой пористостью, и поэтому область их применения в химическом аппаратостроении ограничена. Пористость можно устранить пропиткой угля и графита фенолформальдегидными смолами, главным образом резольными. Термостойкость углеродистых изделий, пропитанных фенолформальдегидной смолой, не превышает 130°C .

В СССР широкое распространение получил новый материал на основе графита и смол — антегмит АТМ-1 — порошок, из которого изделия получают прес-

Таблица 9-5

Техническая характеристика непропитанного и пропитанного графита и антегмита АТМ-1

Характеристики	Графит		Антегмит АТМ-1
	до пропитки	после пропитки	
Удельный вес, $г/см^3$	2,25	2,07	1,93
Объемный вес, $г/см^3$	1,57	1,85	1,35
Открытая пористость, %	27,2	0	—
Привес после пропитки, %	—	15,2	—
Предел прочности:			
при растяжении, $кгс/см^2$	70	178	250
при сжатии, $кгс/см^2$	260	1 850	—
Температурный предел применения, $^{\circ}C$	400	180	130
Теплопроводность, $ккал/м \cdot ч \cdot град$	—	—	32

сованием в горячих формах. После формовки изделия не требуют дополнительной обработки. Если изделие должно иметь повышенную химическую стойкость и теплоустойчивость, его подвергают после формовки термической обработке.

В табл. 9-5 приведены характеристики графита до и после пропитки фенолформальдегидной смолой и антегмита АТМ-1.

Из пропитанного угля, графита и антегмита изготовляют плиты, блоки, трубы и соединительные части к ним, арматуру и другие детали теплообменников.

Пластические массы

Пластмассы отличаются достаточной прочностью, высокой химической стойкостью в агрессивных средах, водонепроницаемостью, тепло- и морозостойкостью и малым удельным весом. В аппаратостроении получили применение пластмассы на основе конденсационных и полимеризационных смол и битумов [Л. 41].

Пластические массы на основе конденсационных смол получают в результате реакции конденсации, т. е. образования нового соединения из

двух молекул различных исходных веществ. Таким путем получают фенолформальдегидные смолы, на основе которых можно создавать прочные и химически стойкие материалы: фаолит, текстолит, текстолит, стеклотекстолит и фенолит, а также некоторые лаки, мастики и арзамиты (вяжущие вещества), применяемые для футеровки, обмазки и склеивания.

Фаолит (А и Т) представляет собой продукт смешения фенолформальдегидной резольной смолы (на щелочном катализаторе) с асбестом или графитом, служащими наполнителями. Фаолит устойчив в кислотах, растворах многих солей, некоторых органических соединениях и газах (хлоре, сернистом газе). Основные свойства фаолитов: удельный вес 1,5—1,65 $кг/см^3$; коэффициент линейного расширения $2 \cdot 10^{-5}$; предел прочности при растяжении 145,5 $кгс/см^2$; водопоглощение за 24 ч 0,3—0,5%; теплопроводность: фаолит А—0,25, фаолит Т—0,90 $ккал/м \cdot ч \cdot град$; теплостойкость 100 $^{\circ}C$.

Изделия из фенолформальдегидных смол могут быть получены методами литья, формования и прессования. Из сырой фаолитовой массы прессуют листы, трубы, вентили, задвижки и другие детали. Затем их обрабатывают путем нагревания в течение 30 ч при 130 $^{\circ}C$, в результате чего резольная смола переходит в твердое неплавкое и нерастворимое вещество—резит. Фаолитовые изделия можно подвергать обточке, сверлению или шлифованию. Фаолит хорошо склеивается встык или внахлестку фаолитовой замазкой, и поэтому из фаолита изготовляют емкостные сосуды, реакторы, ректификационные колонны, трубопроводы, мешалки, холодильники, насосы и вентиляторы. Листовой фаолит широко применяется для футеровки металлической химической аппаратуры.

Текстолит представляет собой прессованный материал из хлопчатобумажной ткани или из иного слоистого материала, пропитанного резольной смолой, и отвержденный при температуре до 130 $^{\circ}C$. В химическом аппаратостроении из текстолита изготовляют трубы, текстолитовой тканью обматывают детали с последующей термической обработкой.

Текстофаолит представляет собой несколько слоев фаолита с промежуточной обмоткой слоев хлопчатобумажной тканью или с наружным слоем из текстолита. Предел прочности текстофаолита при растяжении—до 1 000 $кгс/см^2$, при изгибе—до 1 600 $кгс/см^2$;

водопоглощение за 24 ч — 0,6—0,8%; теплопроводность 0,20—0,29 ккал/м·ч·град; теплостойкость до 125°С. Из текстолитовых царг изготавливают трубы, предназначенные для выброса агрессивных кислых газов с температурой до 120°С.

Стеклотекстолит — слоистый материал, сходный с текстолитом, но изготовленный на основе стеклянной ткани и обработанный термически при 150°С. Этот материал прочнее текстолита, не усыхает и не разбухает, легко поддается механической обработке на станках; из него изготавливают детали насосов, лопасти мешалок и другие детали, работающие с повышенной механической нагрузкой.

Фенолит изготавливают путем прессования смеси фенолформальдегидной и полихлорвиниловой смол при 180°С. Фенолит прочен, устойчив в некоторых кислотах и щелочах, отличается повышенной теплостойкостью и водостойкостью. Из фенолита изготавливают трубы, фасонные части для их соединения, арматуру, насосы, воздухопроводы и футеровочные изделия.

Арзамит — вяжущий материал, получаемый смешением резольной смолы в присутствии бензиловой кислоты с порошкообразным наполнителем (кремнеземом, графитом, сернокислым барием) и катализатором (паратолуолсульфохлоридом). Арзамиты используют в качестве вяжущего материала при футеровке химической аппаратуры различными плитами.

Кремнийорганические соединения (силиконы), получаемые на основе арилхлорсиланов (например RSiCl_3 , R_3SiCl), сочетают преимущества неорганических и органических материалов. Эти смолы характеризуются химической стойкостью и теплостойкостью, присущими силикатным материалам, и высокой эластичностью, присущей органическим веществам. Силиконы представляют собой твердые смолы, каучукообразные вещества, масла или жидкости. В виде жидкостей они отличаются текучестью в интервале температур от —100 до +400°С; в виде каучукообразных продуктов они сохраняют эластичность в пределах от —40 до +200°С. В сочетании со стеклянной тканью силиконы образуют стеклотекстолиты. Пластические массы из кремнийорганических смол получают путем смешения с наполнителями и другими добавками (асбестом, алюминиевым порошком и др.). Силиконовые пластмассы

применяют для изготовления отдельных деталей и корпусов приборов и в качестве прокладочных и уплотнительных материалов для высокотемпературного оборудования, а также в качестве теплоустойчивых, коррозионноустойчивых и электроизоляционных масс.

Пластические массы на основе полимеризационных смол получают путем реакции полимеризации, т. е. уплотнением нескольких однородных молекул в одну сложную молекулу. Из полимеризационных материалов наибольшее распространение в аппаратостроении получили полихлорвиниловые смолы, полиизобутилен и асбовинил.

Полихлорвиниловый пластикат (смола с пластификатором), изготавливаемый вальцеванием и каландрированием в виде мягких, гибких листов и лент, применяется для облицовки химической аппаратуры в производстве серной, азотной, соляной и других сильных кислот. Пластикаты химически устойчивы и водонепроницаемы, однако они отличаются слабой термостойкостью (60—70°С) и малой сцепляемостью с металлами, что ограничивает их применение.

Винипласт — продукт горячего прессования (при 150—160°С) в твердую пластическую массу полихлорвиниловой смолы с присадками стабилизаторов (аминов, окислов металлов, металлических мыл) и мягчителей (стеарина, парафина, трансформаторного масла). Физические свойства винипласта: теплопроводность при 20°С — 0,1 ккал/м·ч·град, удельная теплоемкость — около 0,5 ккал/кг·град, теплостойкость до 65°С, морозостойкость до —20°С. Винипласт склонен к ползучести и к набуханию в воде, при этом его механические свойства снижаются.

Винипласт хорошо поддается обработке резанием. Его можно обтачивать, строгать, сверлить, фрезеровать, шлифовать, полировать и сваривать. Под действием струи горячего воздуха с температурой 200—220°С винипласт размягчается, становится пластичным и приобретает способность свариваться при небольшом давлении. При нагреве до 130—140°С винипласт может быть сварен с помощью стержня из полихлорвиниловой смолы. Арматуру и изделия из винипласта можно ремонтировать путем заварки поврежденных мест, что значительно снижает эксплуатационные расходы и увеличивает срок службы изделий. Изделия из винипласта можно

склеивать растворами перхлорвиниловой смолы с достаточно высоким пределом прочности при растяжении ($30\text{--}40 \text{ кгс/см}^2$).

Как показал опыт эксплуатации, благодаря их высокой химической стойкости изделия из винипласта превзошли такие антикоррозионные материалы, как фаолит, текстолит, кислотостойкую резину и др. В ряде случаев винипласт заменяет цветные металлы (свинец, бронзу, медь) и нержавеющей сталь. Из винипласта изготавливают чарги для аппаратов, арматуру, трубы, соединительные патрубки, вентиляционные короба и детали насосов и вентиляторов, а также пленку, листы и стержни для различных изделий. Винипласт может применяться также в качестве футеровочного материала для защиты аппаратуры от действия агрессивных сред.

Лаки и эмали на основе полихлорвинила получили распространение в качестве антикоррозионных покрытий. Растворы перхлорвиниловой смолы (полихлорвинил с повышенным содержанием хлора) — лаки — применяют для защиты от коррозии электролизных ванн, скрубберов для сернистого газа, хранилищ серной кислоты и др. Промышленность выпускает химически стойкие перхлорвиниловые лаки и эмали марок: грунт ХСГ-3, эмаль ХСЭ-14, эмаль ХСЭ-26, лак ХСЛ, лак ОНИЛХ-3 и др.

Полиизобутилены — продукты полимеризации изобутилена при температуре минус 100°C в присутствии катализатора. Полиизобутилены могут иметь различный молекулярный вес; с его увеличением их физические свойства существенно изменяются — от жидкости до каучукообразной массы. Выпускаются главным образом высокомолекулярные полиизобутилены типов П-100 и П-200 (число обозначает средний молекулярный вес в тысячах).

Удельный вес полиизобутилена — $0,93 \text{ кг/дм}^3$, морозостойкость — до минус 55°C ; при более низкой температуре возникает хрупкость. При нагревании до 100°C пластичность полиизобутилена возрастает, а прочность снижается. При $150\text{--}200^\circ\text{C}$ полиизобутилен сваривается; при $180\text{--}200^\circ\text{C}$ его можно формовать, а при $350\text{--}400^\circ\text{C}$ он разлагается.

В смеси с наполнителем (графитом, сажей и др.) полиизобутилены вальцуют в листы, применяемые в качестве обкладочного материала по металлу и по бетону

для защиты аппаратов и труб от агрессивных сред и в качестве эластичного материала для комбинированных футеровок. Из полиизобутилена изготавливают также эластичные трубы, служащие защитным слоем в трубах большого диаметра, выполненных из металла, бетона или других материалов. Недостатки полиизобутилена: низкая термостойкость ($50\text{--}60^\circ\text{C}$) и ползучесть на холоду, т. е. большие остаточные деформации при длительном действии сжимающих сил.

Фторопласты — пластические массы, получаемые путем полимеризации фтористых производных этилена. В качестве антикоррозионных материалов в аппаростроении получили применение фторопласт-4 и фторопласт-3.

Фторопласт-4 — рыхлый волокнистый порошок, превращающийся при спекании в плотную массу. По химической стойкости фторопласт превосходит благородные металлы и сплавы и не растворяется в кислотах даже при высокой температуре. Температурные пределы его применения — от минус 100 до плюс 250°C . Фторопласт-4 нехрупок и легко изгибается, а при давлениях $100\text{--}200 \text{ кгс/см}^2$ легко раскатывается с увеличением площади в $3\text{--}3,5$ раза без трещин и разрывов. Из спрессованной массы фторопласт-4 формованием в каландрах, строжкой из болванки и другими способами получают пленки, пластины, сильфоны, тонкостенные трубы, вентили и другие изделия. Фторопласт-4 сваривают путем предварительного размягчения при $380\text{--}390^\circ\text{C}$ и сжатия свариваемых частей под давлением до 510 кгс/см^2 . При температурах выше 400°C фторопласт-4 разлагается.

Фторопласт-3 выпускается в виде тонкого, рыхлого и легкосыпучего порошка. В отличие от фторопласта-4 он плавится при 210°C , и поэтому его можно применять при температурах не выше 70°C . При комнатной температуре фторопласт-3 тверже фторопласта-4. По химической стойкости фторопласт-3 незначительно уступает фторопласту-4, не смачивается водой и не набухает в ней; поддается прессованию и может отливаться под давлением. Фторопласт-3 получил применение как уплотнительный материал при высоких давлениях и как антикоррозионное покрытие в виде пленки.

Для изготовления защитных покрытий из высокополимерных материалов применяют асбовинил (до 100--

110°С), полистирол (до 85°С), полиэтилен (до 115°С) и др.

Пластические массы на основе битумов — битумно-пековые материалы — применяют в качестве вяжущих веществ, антикоррозионных покрытий и гидроизоляционной массы. В качестве конструкционных материалов битумно-пековые вещества нашли ограниченное применение, так как их теплостойкость невысока и механические свойства низки.

Каучуковые материалы

Синтетический и натуральный каучук образует в соединении с серой резину (2—3% S) или эбонит — твердую резину (40—50% S), которые нашли широкое применение в химическом машиностроении в качестве прокладок и обкладочного материала в сосудах, а также при изготовлении труб, гибких шлангов, мешалок, деталей насосов, арматуры, небольших сосудов и т. п.

Резина отличается высокой эластичностью и поэтому выдерживает без разрушения сильные деформации, смягчает ударные нагрузки и хорошо противостоит истиранию. Последнее свойство обуславливает широкое применение резины в аппаратах, работающих с суспензиями. Резина хорошо противостоит также воздействию многих агрессивных сред. Резина применяется при температурах не выше 75°С; в среде горячего воздуха резина стареет. В результате длительного взаимодействия с водой резина набухает.

Эбонит более устойчив химически, чем резина, меньше набухает в воде и отличается высокой твердостью, что позволяет изготавливать из него различные детали аппаратов.

9-9. МЕТАЛЛОПЛАСТ

Одним из современных видов покрытия металлов для защиты от коррозии являются пластмассы. Однако проблема прочного соединения металла и пластика явилась главной трудностью при разработке пластмассовых покрытий.

До сих пор покрытия металлов в виде лаков, красок и пластмасс наносятся на готовую деталь, так как невозможно покрыть металлический лист предварительно,

а затем свернуть его в трубу или выдавить из него на прессе сосуд; покрытие не выдерживает обработки давлением — растрескивается и «слезает» с листа. Изделие обходилось бы дешевле, если бы его производство организовать по принципу изготовления из уже защищенных от коррозии листов, труб или проката.

В 1953 г. был разработан и выпущен первый промышленный агрегат для покрытия (плакирования) металла пластмассовой пленкой. На основе эпоксидных смол и перхлорвиниловых смол НИИпластмасс разработал клей ПЭД-Б, который связал металл с полихлоридной пленкой. Природа сил, обеспечивающих сцепление клея с металлом и пластмассой, исследована еще не во всех деталях. Известно, что соединение клея с металлом в какой-то мере механическое: клей заполняет мельчайшие впадины в поверхности металла, как бы цепляясь за них. Поэтому поверхность для склеивания должна быть шероховатой. С пластиком соединяется перхлорвиниловая группа клея. По мере того, как улетучивается растворитель, клей буквально срастается с пленкой. Он не только соединяет ее с металлом, но и сам по себе является неплохим антикоррозионным покрытием. Применение металлопласта ограничивается температурой не выше +80°С и не ниже —50°С. Новый материал хорошо штампуются, гнется и обрабатывается резанием без повреждения пластмассового слоя. Для плакирования могут применяться также поливинилбутираль, полиамиды и полиэтилен, а также термореактивные смолы.

Из металла, покрытого поливинилхлоридом, изготовляют корпуса низкотемпературных теплообменников, цистерны, емкости и воздухопроводы. Металлопласт в 7—10 раз дешевле и в несколько раз долговечнее нержавеющей стали.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Какие требования предъявляются к конструкционным материалам теплоиспользующих аппаратов?
2. Перечислите достоинства и недостатки чугунов как конструкционного материала для сосудов под давлением.
3. Какими способами повышают качество чугунов?
4. Какое влияние на качество стали оказывают марганец, хром, никель, титан?
5. В каких случаях целесообразно применение высоколегированных сталей при изготовлении теплообменных аппаратов?

6. Назовите области применения меди и сплавов на медной основе.
7. Как влияют на свойства стали и меди низкие температуры?
8. Какие металлы отличаются наименьшей, и какие — наибольшей способностью поглощать нейтроны?
9. Перечислите способы защиты металлов от коррозии.
10. Объясните принципы процессов металлизации, плакирования, оксидирования и гуммирования.
11. Какие достоинства силикатных материалов используют в аппаратостроении?
12. Каковы конструкции аппаратов из углеграфитовых материалов?
13. Назовите пластмассы, получаемые на основе конденсационных смол, и области их применения в аппаратостроении.
14. Назовите пластмассы, получаемые на основе полимеризационных смол, и области их применения в аппаратостроении.
15. Каковы свойства каучуковых материалов? Для чего применяют резину и эбонит?
16. Что такое металлопласт?

Глава десятая

КОНСТРУКЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПРИМЕНЯЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ

Выбор конструкционных материалов для проектируемого аппарата определяется особенностями протекающего в нем технологического процесса, свойствами рабочих веществ, их параметрами и характером механической нагрузки. В свою очередь технологические свойства конструкционного материала предопределяют способ изготовления из него деталей аппарата. Чугунные детали изготавливают методом литья; стальные — обычно из стандартных листов, сортового и фасонного проката и труб путем их резки, гибки, штамповки и последующей сварки заготовок; углеграфитовые изделия получают путем прессования, пропитки, склеивания и термической обработки; керамические аппараты формуют и обжигают. Все эти различия обусловлены технологическими возможностями литья, сварки, склеивания и других способов изготовления изделий сложной конфигурации.

Чугунные детали могут иметь сколь угодно сложную конфигурацию, однако изготовление тонкостенного литья встречает затруднения. Кроме того, в отливках нельзя допускать резкие переходы сечений, т. е. значительную

разнотолщинность отдельных частей отливки. Сложные стальные узлы могут сочетаться из элементов различной толщины; для их соединения необходимо применять сварку (или реже клепку). Чугун хорошо работает при сжимающих усилиях и поэтому может служить материалом опор, станин и поддонов, однако чугун не может служить материалом деталей, испытывающих значительные растягивающие напряжения.

Приведенные примеры показывают, что детали, изготовленные из различных материалов, отличаются своей формой; узлы и детали, изготовленные из одного и того же материала, но разными способами, также существенно отличаются по конфигурации.

10-1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛИТОЙ АППАРАТУРЫ

Металлическое литье — сложный металлургический процесс, однако применение литых деталей в аппаратостроении становится экономически выгодным при достаточно большом числе одинаковых отливок. До настоящего времени литье является одним из основных способов изготовления деталей сложной формы при поточном изготовлении теплообменных аппаратов.

При конструировании литых изделий следует стремиться к максимальной простоте модели, к удобству формовки и к созданию благоприятных условий для равномерного остывания всех элементов отливки. Скорость охлаждения отливки определяет структуру металла. Равномерность охлаждения достигается конструированием всех паружных стенок отливки одинаковой толщины. Внутренние стенки, перегородки и ребра находятся в худших условиях отдачи тепла формовочной земле, а поэтому для выравнивания скорости охлаждения их толщину принимают в пределах 0,7—0,8 толщины наружной стенки. При большой неравномерности остывания отливки возникают остаточные термические напряжения, образуются трещины, усадочные раковины, рыхлая структура металла. Толщина стенок отливки должна определяться в первую очередь условиями прочности, а также жидкотекучестью металла, особенностями формовки и размерами отливки. Наименьшая толщина отливок при литье в земляные формы приведена в табл. 10-1 [Л. 21]. При литье в металлические или корковые формы и при машинной формовке можно принимать меньшую

Наименьшая толщина отливок при литье в земляные формы, мм

Материал	Наименьшая толщина отливок		
	мелких	средних	крупных
Серый чугун	3—5	8—10	12—15
Ковкий чугун	2,5—4	6—8	—
Сталь	6	10—12	20
Сплавы цветных металлов	2—3	5—7	10—12

толщину стенок, однако, естественно, не меньше получаемой в расчетах на прочность. Из-за образования крупных включений графита при медленном охлаждении чугуна не рекомендуется отливать чугунные детали со стенками толщиной больше 50—60 мм. Для уменьшения веса литых аппаратов с сохранением их прочности и жесткости рекомендуется при конструировании деталей наряду с утонением стенок предусматривать ребра жесткости, добиваясь распределения нагрузки на возможно больший объем материала.

В большинстве случаев отдельные элементы аппарата несут разные механические нагрузки и поэтому из соображений равнопрочности должны иметь неодинаковую толщину. Правильно спроектированные отливки должны выполняться с постепенным увеличением толщины стенок в направлении улучшения отвода тепла. Разница в толщине сопрягаемых стенок отливки должна быть по возможности минимальной (рис. 10-1, а), а сопряжение плавным (рис. 10-1, в). Радиусы закругления при сопряжении стенок различной толщины должны

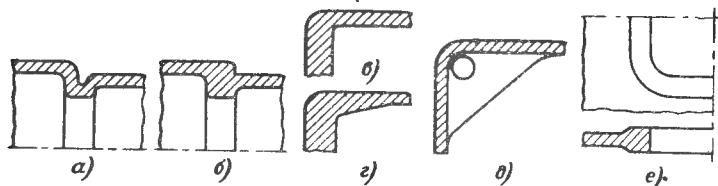


Рис. 10-1. Конструирование литой аппаратуры.

а — правильная конструкция стенок; б — неправильная конструкция стенок; в — правильное сопряжение стенок; г — неправильное сопряжение стенок; д — отверстие в ребре; е — правильное оформление края отверстия утолщением.

быть достаточно большими, но не настолько, чтобы создавать местные скопления металла и вероятность образования усадочных раковин и рыхлости. Общее число закруглений для сопряжения частей должно быть минимальным.

Установка ребер перпендикулярно линии сопряжения двух массивных частей отливки улучшает отвод тепла от места скопления металла на стенке и способствует более равномерному распределению нагрузки на всю деталь. Форма ребер и перегородок в отливке должна быть простейшей; место для их установки нужно выбирать так, чтобы в них возникали сжимающие усилия. Для уменьшения напряжений и скоплений металла при отливке ребер в стенке двух и более пересекающихся плоскостей рекомендуется во внутренних углах ребер предусматривать отверстия диаметром 30—50 мм (рис. 10-1, д). Прямоугольные и многоугольные отверстия в стенках отливки должны иметь хорошо скругленные углы и быть усилены бортами (рис. 10-1, е).

Большие плоские поверхности в конфигурации отливки нежелательны, особенно если при формовке они располагаются горизонтально в верхней части формы; наиболее удобными и дешевыми являются отливки, очерченные поверхностями вращения. Очертания поверхностей моделей должны быть такими, чтобы их можно было беспрепятственно извлекать из формы.

Важным фактором в применении литья для изготовления аппаратов является его себестоимость, которая определяется стоимостью материала, оснащенностью литейного хозяйства предприятия, способом литья, весом отливки, ее сложностью и числом изделий, выполненных (отлитых) по одной модели. Если принять за единицу себестоимость 1 т отливок из серого чугуна (например, С412-28), себестоимость отливок из других металлов составит [Л. 21]:

Серый чугун . . .	1,0—1,2	Аустенитная сталь типа 18-8 . . .	3,1—4,0
Литая сталь . . .	1,4—1,5	Алюминий и его сплавы	4,9—5,6
Ферросилид . . .	2,5—2,7	Бронзы	6,0—9,0

Отливки равного веса, но различной конструктивной сложности могут отличаться по себестоимости в 2 раза и более. При увеличении веса отливки относительная себестоимость 1 т литья снижается. Стоимость моделей

составляет обычно 10—15% стоимости отливки. Себестоимость отливки существенно изменяется в зависимости от метода литья:

Литье в земляные формы	1
Корковое литье	2
Литье по выплавленным моделям	10

Последние два способа обеспечивают при своей дороговизне высокую степень чистоты поверхности отливок и точность их размеров. Поэтому при массовом производстве они становятся конкурентоспособными вследствие экономии на последующей механической обработке литья.

При конструировании литых деталей аппаратов следует иметь в виду, что вследствие расталкивания модели, смещения стержней, сотрясений грунта и других причин отливки никогда не получаются точно по чертежу. Допустимые отклонения в размерах отливок регламентированы ГОСТ 1855-55. В зависимости от назначения детали и последующей обработки следует предусматривать в отливке необходимые припуски. На чертежах обычно отмечают базовые поверхности, относительно которых обрабатывается и проверяется готовое изделие.

10-2. КОНСТРУИРОВАНИЕ СВАРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АППАРАТОВ

В соответствии с категориями аппарата конструктор выбирает металл, назначает способ сварки, тип шва, технологию подготовки кромок и другие операции с таким расчетом, чтобы обеспечить прочность и плотность швов и стойкость аппарата против коррозии.

Наиболее распространенной в аппаратостроении является электродуговая автоматическая сварка под флюсом, а также полуавтоматическая и ручная электродуговая сварка. При сварке применяют соединения деталей встык, втавр, внахлестку и угловые. Подготовка кромок свариваемых элементов определяется их толщиной и методом сварки (рис. 10-2 и 10-3). Автоматической сваркой односторонним швом можно сваривать листы толщиной до 25 мм, двусторонним швом — до 50 мм. Зазор между листами *l* выбирают в зависимости от толщины листов *s*:

<i>s, мм</i>	до 8	10—12	14—18	20—30	30—40	40—50
<i>l, мм</i>	0—2	1—2	3—4	4—7	6—9	8—11

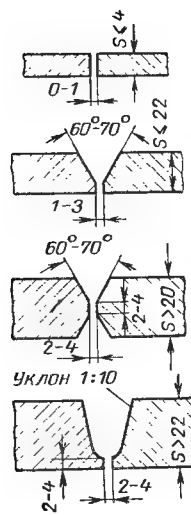


Рис. 10-2. Разделка кромок при ручной дуговой сварке в зависимости от толщины листов.

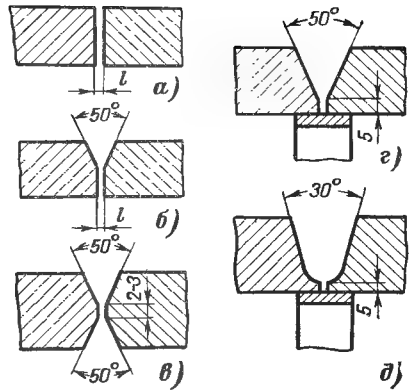


Рис. 10-3. Разделка кромок при автоматической сварке под флюсом.

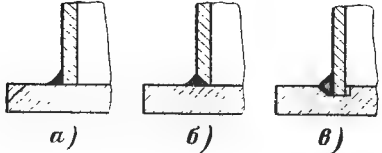


Рис. 10-4. Типы сварных швов об-сачки с доньями и трубными ре-сетками.

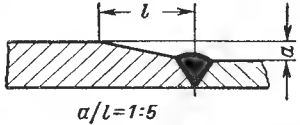


Рис. 10-5. Сварка листов разной толщины.

Бесскосная подготовка кромок допускается при сварке листов толщиной до 6—8 мм. Разделка кромок под углом способствует увеличению степени участия металла электрода (обычно более качественного) в формировании металла шва. Разделку швов по рис. 10-3, *з* и *д* применяют только для поперечных швов обечаек для сварки на подкладном листе и при одностороннем доступе к шву. Вариант шва рис. 10-3, *з* пригоден для листов толщиной до 18 мм. Сварка деталей втавр с бесскосными

кромками, например при соединении обечаек с трубными решетками (рис. 10-4, а), дает лучшие результаты, чем со скошенными (рис. 10-4, б). Проточку под обечайку (рис. 10-4, в) делать не рекомендуется. Листы разной толщины, предназначенные для стыковой сварки, необходимо предварительно подгонять по толщине, чтобы уклон скоса составлял 1:5 (рис. 10-5). Для предотвращения перегрева швов и повторного расплавления металла в них швы на свариваемой детали следует располагать на расстоянии не менее 40 мм. Не следует одним швом соединять более двух деталей. Продольные швы не должны прерываться отверстиями и штуцерами или перекрываться лапами и опорами. Все швы аппарата должны быть доступны для осмотра в условиях его эксплуатации. Не рекомендуется приваривать штуцеры, ребра, опоры и другие детали у самого края аппарата, так как возникающие при этом напряжения не смогут равномерно распределиться по сечению материала и смогут тем самым вызвать растрескивание шва и коробление края.

Сварка сопровождается термическими деформациями металла. Поэтому такие операции сборки, как развальцовка, чеканка и клепка, должны производиться после сварки. Прочность и плотность таких соединений не будет нарушена сваркой. Также после сварки должны производиться операции обработки резанием, обтачивание фланцев и т. п. Вследствие повышенной хрупкости металла сварных швов не рекомендуется проектировать их в зоне возникновения изгибающих напряжений.

Сварка элементов из низколегированных сталей должна выполняться при предварительном или сопутствующем подогреве, а сварные соединения должны подвергаться термической обработке, обычно высокому отпуску при 720—760° С.

10-3. ВЛИЯНИЕ СПОСОБОВ ОБРАБОТКИ ЗАГОТОВОК

Заготовкам, предназначенным для последующей механической обработки, нужно придавать форму, удобную для установки их на станки. Иногда в отливках предусматривают специальные выступы для укрепления их в станке.

Форму и размеры заготовок принимают такими, чтобы обрабатываемая поверхность резко отделялась от

необрабатываемой и была минимальной. Для этого все поверхности заготовок, подлежащие обработке, должны выступать над необрабатываемыми (рис. 10-6). Обрабатываемые плоскости желательно располагать параллельно или перпендикулярно одна к другой. Расположение обрабатываемых плоскостей под углом, отличным от 0, 30, 45, 60 и 90°, допускается только в случаях настоятельной необходимости (рис. 10-6). Выемки и пазы в деталях следует проектировать так, чтобы они получались путем обработки на токарном или карусельном станке или же обработкой фрезой на проход. Углубления выемок и пазов следует делать по возможности до одного уровня. Так, при выполнении поперечного паза в трубных решетках многоходовых теплообменников его глубину делают равной глубине проточки края решетки под прокладку (рис. 10-7).

Класс чистоты обработки поверхностей детали должен быть технически обоснованным. Не всегда следует назначать обработку поверхностей детали только для придания ей лучшего вида. Обработка деталей должна производиться преимущественно на станках; все виды ручной обработки — пригонка, шабровка, доводка — очень дороги и должны быть сведены к минимуму.

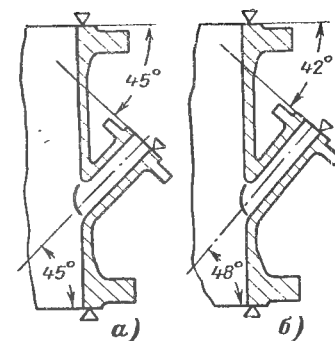


Рис. 10-6. Форма выступов и взаимное расположение обрабатываемых плоскостей.

а — правильно; б — неправильно.

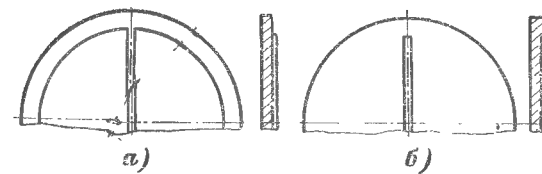


Рис. 10-7. Проточка края и паза под прокладку в трубной решетке.

а — правильно; б — неправильно.

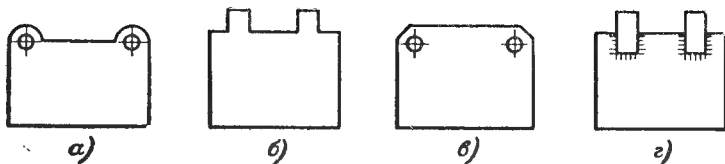


Рис. 10-8. Формы деталей, вырезаемых из листа.

а и б — неправильно; в и г — правильно.

Резка металла — одна из наиболее распространенных операций при изготовлении деталей теплообменных аппаратов. Для удобства изготовления и удешевления изделий деталям нужно придавать такую форму, чтобы их можно было разрезать ножницами при наименьшем количестве отходов. Сложные детали вырезают кислородным резаком. При проектировании нужно избегать внутренних углов и небольших выступов в деталях (рис. 10-8, а и б) и назначать прямые разрезы или предусматривать последующую приварку пластинок или проушин (рис. 10-8, в и г). Такая конструкция деталей позволяет упростить резку и снизить количество отходов.

Гибка листов вызывает в металле упругие и пластические деформации. Минимальный радиус гибки листа R определяется его толщиной s и коэффициентом k , зависящим от свойств материала и направления прокатки листа при его изготовлении (табл. 10-2):

$$R = ks. \quad (10-1)$$

Таблица 10-2

Значения коэффициента k при гибке листов

Материал листа	Значения k при гибке	
	поперек направления прокатки	вдоль направления прокатки
Стали 10, 15 и Ст.2	0,5	1,2
Латунь нагартованная	0,5	1,2
Мягкая латунь и алюминий	0,3	0,5
Медь	0,25	0,4

Согнутые листы рекомендуется подвергать термической обработке для снятия возникающего в металле на-

клепа. Минимальный радиусгиба металла без опасного наклепа $R_{\text{мин}} = 20s$. Поэтому принимают минимальный диаметр обечаек, свальцованных в холодном состоянии, $D \geq 40s$. Минимальный радиус гибки труб $R_{\text{мин}}$ из условий допустимого наклепа принимают:

$$R_{\text{мин}} = D \left(20 \frac{s}{D} + 0,5 \right). \quad (10-2)$$

10-4. ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ

Аппараты из сталей аустенитного класса

Особенность конструирования аппаратов из сталей аустенитного класса заключается в опасности перегрева металла при сварке и связанного с ним выгорания легирующих элементов, т. е. потери химической стойкости стали. Поэтому сварные соединения конструируют так, чтобы в месте сварки металл обоих элементов достигал точки плавления одновременно; сварка встык двух равностенных деталей с этой точки зрения происходит в идеальных условиях. При сварке деталей разной толщины для обеспечения равномерности прогрева нужно утонять кромку толстой детали до толщины тонкой. Для этого можно делать уклон на толстой детали (см. рис. 10-5) или выбирать канавки и проточки (рис. 10-9).

С точки зрения сохранения химического состава сталей очень важно не перекаливать несколько раз одно и то же место. Поэтому нельзя конструировать детали с близко расположенными сварными швами. Например, при соединении двух обечаек их продольные швы в месте стыка должны отстоять один от другого не менее чем на три толщины листа.

Известно, что коэффициент теплового расширения высоколегированных сталей примерно в 1,5 раза больше, а коэффициент теплопроводности в 3—4 раза меньше этих констант углеродистых сталей. При сварке деталей из легированных сталей прогрев металла вблизи шва получается небольшим, а тепловое расширение в шве — большим, в результате чего возникают высокие напряжения, которые могут привести к разрушению аппарата и к снижению коррозионной стойкости стали. Основным способом снижения остаточных напряжений в таких конструкциях является применение гибких промежуточных элементов, играющих роль компенсаторов (рис. 10-10).

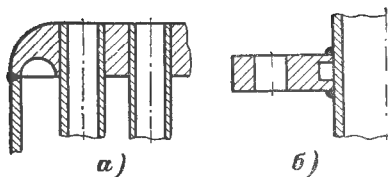


Рис. 10-9. Способы выравнивания толщины свариваемых деталей из высоколегированных сталей.

а — сварка обечайки с трубной решеткой; б — приварка фланца к обечайке.

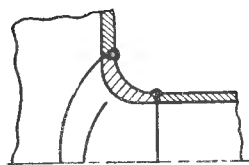


Рис. 10-10. Вварка гибкого компенсирующего элемента.

Сварка высоколегированных сталей с углеродистыми возможна потому, что температуры их плавления отличаются незначительно. Различия в химическом составе также не служат препятствием. Однако коррозионные свойства таких швов снижаются, так как концентрация легирующих элементов в металле шва ниже, чем в основном металле.

Аппараты из меди

Высокая теплопроводность, низкая окисляемость и хорошая обрабатываемость меди и сплавов на медной основе обеспечили широкое применение ее в пищевой, криогенной, кислородной и некоторых других отраслях промышленности.

Медь очень пластична. Из нее легко валить обечайки, штамповать или выбивать крышки и выпуклые днища, вытягивать трубы и прутки. Для увеличения жесткости на тонкостенных медных обечайках выдавливают зиги, представляющие собой кольцевые выпуклости по окружности аппарата (рис. 10-11, а).

Жесткие соединения медных деталей осуществляют пайкой, сваркой и клепкой. Пайку мягкими припоями всегда производят внахлестку (рис. 10-11, б). Швы, паяные мягкими припоями, например ПОС-30 или ПОС-40, пригодны для работы при любых низких температурах и температурах до $+120^{\circ}\text{C}$. Предельно допустимое напряжение таких швов не более 25 кгс/см^2 . Повышения прочности швов в тонкостенных сосудах ($s \leq 2 \text{ мм}$) достигают применением замков или фальцев с последующим пропайванием шва (рис. 10-11, в). При сборке обечаек из

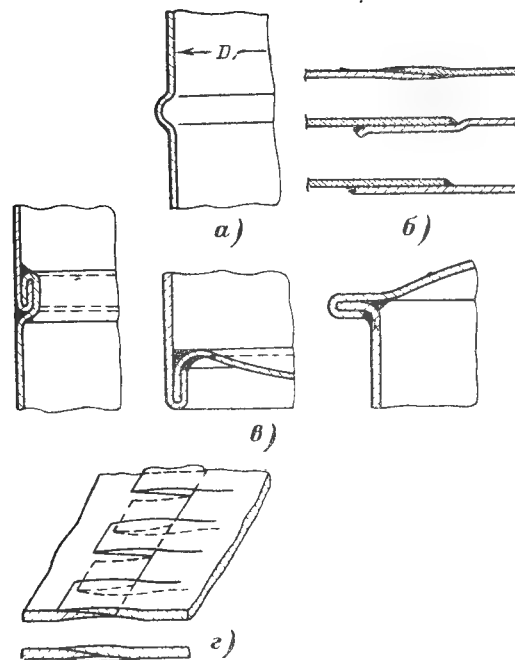


Рис. 10-11. Способы упрочнения деталей и узлов из меди.

а — зиг на медной обечайке; б — варианты паяных швов; в — виды фальцев; г — конструкция продольного шва с зубчатой кромкой.

тонких листов применяют соединения с зубчатой кромкой (рис. 10-11, г).

Крепление медных труб в медных и латунных трубных решетках производят, как правило, пайкой мягким припоем.

Для соединения медных деталей аппаратов, предназначенных для работы при значительных механических нагрузках, применяют твердые припои ПМЦ-47 и ПМЦ-52 или латунь Л62. В особо ответственных случаях применяют серебряные припои ПСр-10, ПСр-12, ПСр-25. Коэффициент прочности шва ϕ на твердых припоях следует принимать по нормам Госгортехнадзора равным 0,8. Пайкой можно соединять детали из различных металлов: меди и латуни, меди и стали, латуни и стали и т. д., если

припой смачивает поверхность соединяемых деталей.

При изготовлении медной аппаратуры до настоящего времени широко применяют заклепочные соединения. В отличие от пайки твердыми припоями заклепочные соединения, выполняемые холодными медными заклепками, не дают коробления. Подробно заклепочные швы рассматриваются в специальной литературе. Разъемные соединения медных аппаратов не могут быть выполнены также медными вследствие пластичности меди. Поэтому все фланцы медных аппаратов делают из стали, выполняя их свободными на отбортовке или на бортовом кольце, припаянном к обечайке твердым припоем. Многие узлы медной аппаратуры имеют также специфические конструктивные особенности [Л. 21].

Аппараты из сплавов алюминия

Алюминий легко окисляется, что практически исключает возможность пайки при сборке частей из алюминия. Основными видами соединения частей алюминиевых аппаратов являются клепка и сварка.

Вследствие низкой температуры плавления алюминия (657°C) и малой вязкости расплава необходимо строго выдерживать одновременное расплавление обеих кромок свариваемых деталей. Поэтому в месте сварки соединяемые части должны иметь совершенно одинаковую толщину, причем наиболее удобен стыковой шов. Чтобы обеспечить стыковой шов, все патрубки следует приваривать только к отбортовке корпуса. Фланцы любого диаметра выполняют из стали свободно посаженными на отбортовку. Опоры на аппарате изготовлять из алюминия нежелательно; обычно стальные лапы и опоры привариваются к стальному разъемному кольцу, которое болтами обжимают вокруг аппарата.

Особенности конструирования эмалированных аппаратов

Высокая стойкость эмали против действия агрессивных сред способствует применению эмалированной аппаратуры в производствах, требующих высокой чистоты продукта. Эмалированные аппараты изготовляют из высокопрочных чугунов и малоуглеродистых сталей; металл должен отличаться низким коэффициентом тепло-

вого расширения, близким к коэффициенту расширения эмали.

Для получения покрытия высокого качества аппарату должна быть придана простая форма с плавными очертаниями. Очень важен равномерный прогрев всех деталей при обжиге эмали, поэтому аппараты нужно конструировать по возможности равностенными. Очень неблагоприятны для эмалирования крупные детали, ограниченные плоскими поверхностями, так как при обжиге они склонны к короблению, в результате чего эмаль может растрескиваться. Наиболее частой причиной брака эмалированной аппаратуры при ее изготовлении является появление пузырей. Главная причина их появления в эмали — выделение газов из сварных швов при обжиге.

В процессе монтажа и разборки эмалированных аппаратов следует избегать местных перенапряжений и ударов, имея в виду хрупкость эмали. Фланцевые соединения эмалированных аппаратов выполняют фигурными, с волнообразной торцевой поверхностью фланца вокруг болтовых отверстий, приближая этим толстые фланцы к условиям равенства. Толщину прокладок выбирают в 3—4 раза больше обычной, добиваясь этим повышения эластичности прокладки и как следствие снижения посадочного давления, необходимого болтового усилия и изгибающих моментов.

Конструирование деталей из прессматериалов

В последние годы для нужд химической промышленности начали изготовлять аппараты из листовых пластических и прессматериалов.

Изготовление аппаратов из листов несложно. Из терморезистивных материалов, например фаолита, изделия формуют из мягких листов, отверждая их затем термической обработкой при $100\text{—}160^{\circ}\text{C}$. Изделия из термопластических материалов, например винипласта, формуют также из листов, нагретых предварительно до температуры размягчения ($80\text{—}100^{\circ}\text{C}$), затем склеивают или сваривают. При необходимости изделия подвергают холодной обработке. Конфигурация аппаратов, изготовляемых из листов, не имеет ограничений.

Проектирование и технология изготовления деталей из прессматериалов прессованием значительно сложнее

и имеет специфические особенности. При конструировании таких деталей необходимо предусмотреть: а) минимальный расход материала; б) хорошую заполняемость формы; в) легкость извлечения деталей из матрицы и пуансона; г) минимальный объем работ по механической обработке и доводке деталей после прессования.

Брак прессованных изделий является обычно следствием плохого заполнения формы, недопрессовки, образования трещин и коробления изделий в результате выбора неудачных очертаний и неравномерного отвердевания.

Толщину стенок прессованных деталей принимают не менее 1 мм из условия обеспечения заполнения формы, и не более 10—12 мм из условия обеспечения полного и равномерного отвердевания материала. В толстых стенках и местах скопления прессмассы она может полностью не затвердеть даже при длительном выдерживании в прессе. Рекомендуется проектировать изделия по возможности равностенными. Сопряжение стенок детали из прессмасс должно быть плавным, острые углы нежелательны. Для снижения напряжений изгиба в углах допускается делать плавные утолщения. Для увеличения прочности и уменьшения веса в изделиях рекомендуется предусматривать тонкие стенки, усиленные ребрами. Для облегчения удаления изделия из формы и пуансона вертикальные стенки следует проектировать с уклоном в направлении прессования. Отверстия в пресспорошковых деталях можно: формовать при прессовании полностью; формовать частично и затем продавливать или просверливать до конца; сверлить после прессования.

Резьба в изделиях из пластических масс в отверстиях диаметром более 5 мм образуется прессованием. Если в отверстие с резьбой часто ввинчивается металлический винт, в пластмассу нужно запрессовать металлическую резьбовую втулку. В местах соприкосновения матрицы с пуансоном и с выталкивателем, а также по линии разъема формы образуется заусенец (грат). При конструировании следует расположить грат так, чтобы его было легко удалять. В зависимости от его расположения грат удаляют наждачным кругом или на токарном станке.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Назовите области применения и особенности конструирования литой аппаратуры.
2. Назовите особенности конструирования сварной аппаратуры.

3. Какое значение для конструирования деталей аппаратов имеют механическая обработка, резка и гибка металла?

4. Особенности конструирования деталей из легированных сталей.

5. Особенности конструирования деталей из меди и алюминия.

6. Особенности конструирования эмалированных аппаратов.

7. Особенности конструирования деталей из прессматериалов.

Глава одиннадцатая

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ

11-1. ВЫБОР МЕТОДА РАСЧЕТА И КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ

Теплообменные аппараты должны выдерживать напряжения, возникающие в его стенках и в отдельных элементах от давления теплоносителей или окружающей среды, от собственного веса, веса находящихся в нем веществ, а также от термических деформаций. При проектировании аппаратов подбирают конструкционные материалы, а затем расчетом на прочность определяют размеры частей и деталей, которые могут обеспечить прочность их при работе аппарата и при пробных испытаниях (см. гл. 13). Существуют два метода расчета на прочность: по предельным напряжениям и по предельным нагрузкам. В первом методе пределом несущей способности конструкции принимают достижение любым сечением какой-либо ее детали предела текучести, т. е. начала пластической деформации. В расчете по предельным нагрузкам за опасное принимают напряжение, вызывающее общую пластическую деформацию всего нагруженного узла. Величина максимально допускаемой силы при расчете по предельным нагрузкам всегда больше таковой при расчете по предельным напряжениям.

Метод расчета по предельным нагрузкам применим для пластических материалов, малоуглеродистых сталей, меди и ее сплавов, алюминия и т. п., из которых изготовляют большинство теплообменных аппаратов. Этот метод позволяет точнее учитывать несущую способность конструкции и способствует уменьшению расхода конструкционных материалов. Однако метод совершенно не-

Таблица 11-1

Номинальные допускаемые напряжения $\sigma_{\text{доп}}^*$, кгс/мм²

а) Углеродистые и марганцовистые стали

Температура стенки, °C	Марка стали									
	Ст. 2	10	Ст. 3	20 20К	25	22К	16ГС (3Н)	09Г2С (М)	10Г2С1 (МК)	15ГС
20	13,0	13,0	14,0	14,7	16,5	17,0	17,0	17,0	17,7	18,5
250	10,9	11,2	12,0	13,2	14,7	15,0	14,5	14,5	16,4	16,5
275	10,3	10,6	11,4	12,6	14,0	14,6	14,0	14,0	16,0	16,1
300	9,8	10,0	10,8	11,9	13,2	14,0	13,4	13,4	15,3	15,3
320	—	9,5	—	11,4	12,5	13,6	13,0	13,0	14,8	14,5
340	—	9,0	—	10,9	11,9	13,0	12,5	12,5	14,1	13,7
360	—	8,5	—	10,3	11,2	—	12,0	12,0	13,5	12,9
380	—	8,1	—	9,7	10,6	—	11,5	11,5	12,8	12,1
400	—	7,7	—	9,2	10,0	—	11,0	11,0	12,0	11,3
420	—	7,2	—	8,6	9,3	—	—	—	—	10,2
440	—	6,0	—	7,3	7,7	—	—	—	—	9,0
460	—	4,7	—	5,6	5,9	—	—	—	—	—
480	—	3,7	—	4,3	4,5	—	—	—	—	—
500	—	3,0	—	3,4	3,4	—	—	—	—	—

б) Теплоустойчивые и жаропрочные легированные стали

Температура стенки, °C	Марки стали			
	15ХМ	12Х1МФ	1Х12В2МФ (ЭИ756)	Х18Н10Т Х18Н12Т Х14Н14В2М (ЭИ257) Х18Н9Т
20	15,3	17,3	20,0	14,6
250	15,2	16,6	—	12,5
300	14,7	15,9	—	12,0
350	14,2	15,2	—	11,6
400	13,7	14,5	—	11,1
420	13,5	14,1	—	11,0
440	13,2	13,9	—	10,8
460	13,0	13,6	—	10,6
480	12,6	13,3	—	10,5
500	10,3	12,6	—	10,4

Примечания: 1. Указанные в таблице значения номинальных допускаемых напряжений действительны при условии, что сталь подвергалась термической обработке, установленной стандартными или техническими условиями, указанными в «Правилах» по паровым котлам, и что получаемые в результате термической обработки свойства стали сохраняются после всех технологических операций при изготовлении и монтаже элементов оборудования. Приведенные в таблице значения $\sigma_{\text{доп}}^*$ являются минимальными значениями.

Продолжение табл. 11-1

ценными из вычисленных по трем следующим условиям:

$$\sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{Т}}^f}{1,5}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{В}}^f}{2,6}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{д.п}}^f}{1,5},$$

в которых характеристики прочности стали приняты по ГОСТ 10802-64, а для сталей, не вошедших в упомянутый ГОСТ, — по минимальным значениям $\sigma_{\text{Т}}^f$

и $\sigma_{\text{В}}^f$ в среднем (с отклонениями $\pm 20\%$) значениям $\sigma_{\text{д.п}}^f$, полученным из опытных данных.

2. Для промежуточных значений температуры стенки величина допускаемого напряжения определяется путем интерполяции двух ближайших значений, имеющихся в таблице, с округлением результата до 0,05 кгс/мм² в сторону меньшей величины.

3. При значениях допускаемых напряжений, заключенных в скобки, выбор толщины стенки следует производить с учетом потери на окалинообразование.

4. Применение сталей при температуре стенки на расчетных (длительных) режимах, превышающей установленную «Правилами» по котлам, должно быть в каждом конкретном случае согласовано заводом-изготовителем с республиканским органом Госгортехнадзора.

5. При температуре стенки выше 540°С указанные в таблице значения допускаемых напряжений для аустенитных сталей применимы при величине зерна в пределах 3—7 баллов по шкале ГОСТ.

В формулах принято:

$\sigma_{\text{Т}}^f$ — условный предел текучести при растяжении при расчетной температуре, кгс/мм²;

$\sigma_{\text{В}}^f$ — предел прочности при растяжении при расчетной температуре, кгс/мм²;

$\sigma_{\text{д.п}}^f$ — условный предел длительной прочности при растяжении (через д.п. 100 000 ч) при расчетной температуре, кгс/мм².

применим для расчета деталей из хрупких материалов (закаленные стали, серые чугуны, антихлор и др.), разрушение которых наступает без заметной пластической деформации. Такие детали рассчитывают по методу предельных напряжений.

Если опасны потеря устойчивости аппарата или сильное искажение формы, то за предельную величину напряжения, по которой выбирают допускаемое напряжение, принимают предел текучести; если опасно только разрушение, то за предельную величину напряжения принимают предел прочности.

При определении допускаемых напряжений в сосудах, работающих под давлением, пользуются коэффициентом запаса прочности, выбор которого должен производиться с учетом надежности работы сосуда и экономии металла. В табл. 11-1 приведены номинальные допускаемые напряжения для наиболее распространенных конструктивных сталей в зависимости от температуры стенки сосуда и предела прочности $\sigma_{\text{В}}$. В табл. 11-2 приведены допускаемые напряжения для некоторых цветных металлов в зависимости от температуры стенки.

Таблица 11-2

Допускаемые напряжения и растяжение для некоторых цветных металлов и сплавов в зависимости от температуры стенки

Медь прокатанная отожженная		Латуни марок Л68, Л62 и ЛС59-1 прокатанные и отожженные		Мягкий алюминий	
Температура стенки, °С	Допус- каемые напряже- ния, кгс/мм²	Температура стенки, °С	Допус- каемые напряже- ния, кгс/мм²	Температура стенки, °С	Допус- каемые напряже- ния, кгс/мм²
До 120	4,4	До 120	5,0	До 30	1,5
121—140	4,2	121—140	4,75	31—60	1,4
141—160	4,0	141—160	4,50	61—80	1,3
161—180	3,8	161—180	4,25	81—100	1,2
181—200	3,6	181—200	4,00	101—120	1,05
201—230	3,2	201—220	3,75	121—140	0,9
231—250	3,0	221—240	3,50	141—160	0,75
		241—250	3,25	161—180	0,6
				181—200	0,45

Таблица 11-3

Категории сосудов по допускаемым давлениям среды и температурам стенки и значения коэффициентов запаса прочности для них

Категория сосудов	Допуска- емое давление (избыточ- ное), кгс/см²	Темпера- тура стенки, °С	Допускаемые к применению стали	Запас прочности	
				по преде- лу проч- ности n_p	по преде- лу теку- чести n_t
I II III	До 850	До 750 До 550 До 475	Легированные	—	1,4—2,0
IV	До 50	До 350	Легированные и каче- ственные углероди- стые		
V	До 16	До 200	Качественные углеро- дистые и углероди- стые обыкновенно- го качества	4—4,25	1,7—1,8
			Углеродистые обык- новенного качества	3,5—4	—

Примечание. Указанные в таблице коэффициенты запаса прочности должны быть увеличены:
на 50%, если давление и температура в сосуде могут повыситься в результате химической реакции;
на 15% при расчете сосудов с огневом обогревом;
на 15% при расчете кованых сосудов с фланцами;
на 50% при расчете литых стальных сосудов.

При расчете стальных теплообменных аппаратов для химической промышленности коэффициенты запаса прочности принимают обычно по данным табл. 11-3.

11-2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОСУДОВ НА ПРОЧНОСТЬ [л. 94]

Методика расчета на прочность тонкостенных и толстостенных сосудов различна. Тонкостенными принято считать сосуды с отношением наружного диаметра к внутреннему меньше или равным 1,2.

В тонкостенном сосуде с внутренним давлением p сила, разрывающая стенку вдоль оси аппарата (рис. 11-1, а), равна:

$$pD_{\text{вн}}l, \text{ кг},$$

а тангенциальная сила в стенке сосуда составляет величину

$$2\delta l\sigma_t,$$

где p — внутреннее избыточное давление в сосуде, кгс/см²; $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр сосуда, мм; l — длина сосуда, мм; δ — толщина стенки, мм; σ_t — тангенциальное нормальное напряжение в стенке, кгс/мм².

В сосуде, рассчитанном на давление p , эти силы равны, откуда можно найти, что

$$\sigma_t = \frac{pD_{\text{вн}}}{2\delta}. \quad (11-1)$$

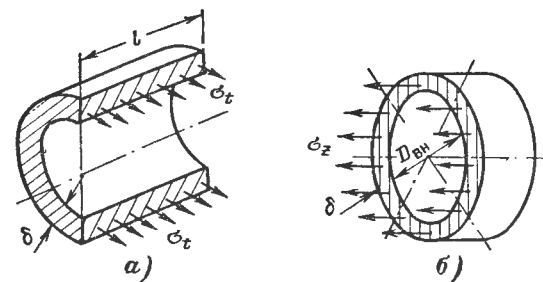


Рис. 11-1. К определению средних напряжений.

а — тангенциального; б — осевого.

Растягивающая сила по оси сосуда под действием давления на днища равна:

$$p \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4}.$$

Эта сила уравнивается напряжениями в поперечном сечении сосуда (рис. 11-1, б). В тонкостенном сосуде можно принять, что средний диаметр равен внутреннему, и тогда уравнивающая сила будет равна:

$$\sigma_z \pi D_{\text{вн}} \delta.$$

Следовательно,

$$\sigma_z = \frac{p D_{\text{вн}}}{4 \delta}. \quad (11-2)$$

Из соотношений (11-1) и (11-2) видно, что тангенциальные напряжения в тонкостенном сосуде в 2 раза больше осевых.

Вертикальные тонкостенные сосуды с внутренним давлением, нагруженные технологическими материалами и теплоносителями весом G , должны быть проверены на разрыв в поперечном сечении. На основании уравнения равновесия

$$G + \frac{p \pi D_{\text{вн}}^2}{4} = \pi D_{\text{вн}} \delta \sigma_{\text{доп}},$$

откуда

$$\delta = \frac{p D_{\text{вн}}}{4 \sigma_{\text{доп}}} + \frac{G}{\pi D_{\text{вн}} \sigma_{\text{доп}}}, \quad (11-3)$$

или

$$\sigma_{\text{доп}} \geq \frac{p D_{\text{вн}}}{4 \delta} + \frac{G}{\pi D_{\text{вн}} \delta}.$$

Величину допускаемого напряжения определяют из соотношения

$$\sigma_{\text{доп}} = \eta \sigma_{\text{доп}}^*,$$

где $\sigma_{\text{доп}}^*$ — номинальное допустимое напряжение, кгс/мм², выбираемое по данным табл. 11-1 или 11-2; η — коэффициент, учитывающий класс аппарата, выбираемый по данным табл. 11-4.

По нормативным руководящим материалам для расчета сосудов, работающих под давлением [Л. 94], тол-

Рекомендуемые величины поправочного коэффициента η

Элементы	Величина коэффициента η
Сосуды бесшовные или сварные без отверстий или с отверстиями для приварки штуцеров:	
а) не обогреваемые горячими топочными газами	1,0
б) обогреваемые	0,9
Те же сосуды, но с отверстиями под развальцовку труб:	
а) необогреваемые	0,95
б) обогреваемые	0,85
Трубы поверхностей нагрева	1,0
Трубопроводы	0,85
Днища выпуклые:	
а) глухие	1,0
б) с лазами или другими неукрепленными отверстиями	0,95
Донышки плоские приварные	0,8

щину стенки тонкостенного аппарата, работающего под внутренним давлением, определяют по формуле

$$\delta = \frac{p D_{\text{вн}}}{200 \sigma_{\text{доп}} \varphi - p} + C, \text{ мм.} \quad (11-4)$$

Здесь, кроме принятых ранее обозначений:

p — рабочее избыточное давление в аппарате, кгс/см²; φ — коэффициент прочности сварного шва; $\varphi=1$ при сварке встык и втавр швов с двусторонним проваром, выполненных автоматической дуговой электросваркой флюсом; $\varphi=0,95$ при сварке встык и втавр швов с двусторонним сплошным проваром, выполненных вручную; $\varphi=0,9$ при сварке вручную швов, доступных с одной стороны и имеющих подкладку по всей длине шва; $\varphi=0,8$ при сварке встык и втавр швов без гарантированного сплошного провара, а также при соединении внахлестку со швами с двух сторон.

Для обечаек, ослабленных отверстиями одного и того же диаметра, расположенных вдоль оси обечайки, коэффициент прочности шва принимают равным:

$$\varphi = \frac{t-d}{t},$$

где d и t — диаметр отверстий и шаг между ними, см;
 C — поправка на коррозию и на отклонение от номинальной толщины листа; для сосудов, изготовленных из труб, $C \geq 0,5$ мм; для корпусов, изготовленных из листов толщиной $\delta \leq 20$ мм, $C = 1$ мм; для аппаратов, предназначенных работать в агрессивной среде, принимают $C = 2-6$ мм, а более точно ее определяют на основании скорости проникновения коррозии [Л. 21].

Величина пробного давления при гидравлическом испытании сосудов не должна превосходить вычисленную по одной из следующих формул:

$$p_r \leq \frac{240(\delta - C)\varphi\sigma_{\text{доп}}^{20}}{D_n - (\delta - C)} \text{ при } \frac{\delta - C}{D_n} \leq 0,13; \tag{11-5a}$$

$$p_r \leq \frac{315(\delta - C)[D_n - (\delta - C)]\varphi\sigma_{\text{доп}}^{20}}{D_n} \text{ при } \frac{\delta - C}{D_n} > 0,13, \tag{11-5б}$$

где $\sigma_{\text{доп}}^{20}$ — допускаемое напряжение при 20° С (по данным табл. 11-1).

Толщину стенки сосудов δ , подверженных наружному давлению, рассчитывают по формуле

$$\delta = 0,47 \frac{D_{\text{вн}}}{100} \left(\frac{p}{10^6 E^t} \frac{l}{D_{\text{вн}}} \right)^{0,4} + C, \tag{11-6}$$

где l — расчетная длина обечайки, равная длине кожуха плюс переходная цилиндрическая длина крышки аппарата, мм; E^t — модуль упругости первого рода при расчетной температуре, кгс/см², который выбирают по данным табл. 11-5.

В толстостенных сосудах, изготовленных из пластичного материала, при возрастании внутреннего давления в пластическое состояние переходит в первую очередь металл на внутренней поверхности. Далее по мере нагружения в пластическое состояние переходят последующие слои металла. В ходе пластического течения относительные деформации на наружной поверхности постепенно становятся больше деформации внутренних слоев, и разрушение начинается по наружной поверхности. Переход в пластическое состояние металла внутренних слоев сосуда при сохранении упругости наружных слоев не представляет опасности. Опасен случай, когда

Таблица 11-5

Модули упругости первого рода для сталей, кгс/мм²

Температура, °С	Марки стали							
	05*	20*	25*	30*	16М*	12МХ*	15ХМ*	Х18Н9Т**
20	20 500	20 200	20 200	20 400	—	21 050	20 850	20 200
100	19 600	18 700	20 000	20 000	—	—	—	19 800
200	18 800	17 900	19 500	19 500	—	—	—	19 300
300	17 500	17 500	18 900	18 900	—	—	19 900	18 500
400	16 100	16 100	16 700	16 700	18 900	—	19 000	17 700
450	15 700	13 700	12 200	15 200	—	17 370	17 160	—
500	—	—	—	—	16 800	—	—	16 900
600	—	—	—	—	—	—	15 600	16 000
700	—	—	—	—	—	—	—	15 000

* После нормализации.
 ** После закалки и старения.

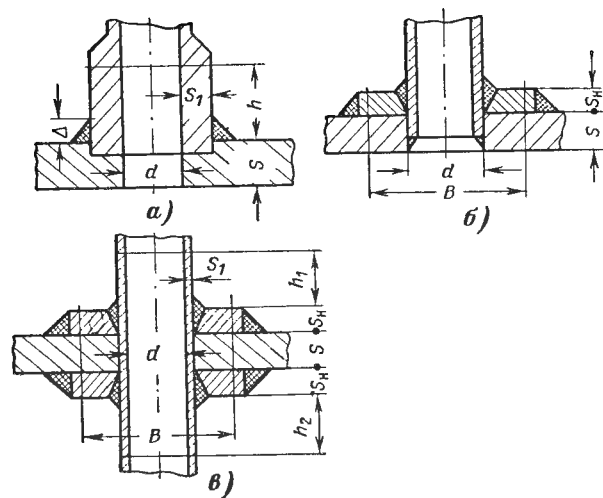


Рис. 11-2. Варианты укрепления отверстия.

a — с помощью штуцера: $h \leq 2,5s_1$; $h \leq 2,5s$; *б* — с помощью накладки: $B \leq 2d$; *в* — с помощью штуцера и накладки: $B \leq 2d$; $h_1 + s_H \leq 2,5s$, $h_1 + s_H \leq 2,5s_1$, $h_2 + s \leq 2,5s$, $h_2 + s_H \leq 2,5s_1$.

все сечения переходят в пластическое состояние, называемое предельным. При достижении предельного состояния тангенциальные напряжения σ_t выравниваются по толщине стенки сосуда.

Для расчета толстостенных сосудов можно пользоваться формулой

$$\delta = \frac{pD_{\text{вн}}}{230 \sigma_{\text{доп}} - p} + C, \text{ см.} \quad (11-7)$$

Формула (11-7) пригодна для расчета толстостенных сосудов, толщина стенки которых не превышает величину, определяемую отношением $D_{\text{нар}}/D_{\text{вн}} \geq 1,5$, где $D_{\text{нар}}$ и $D_{\text{вн}}$ соответственно наружный и внутренний диаметры сосуда.

Отверстия, высверливаемые или вырезаемые в корпусе сосуда под штуцеры, смотровые люки, лазы и т. п., ослабляют прочность аппарата. По «Нормам расчета элементов паровых котлов на прочность», утвержденным Госгортехнадзором РСФСР в 1965 г., наибольший диаметр отверстий, которые можно проектировать в сосуде

без специальных укреплений, определяют по одной из следующих формул:

при $\varphi_0 > 0,5$

$$d_{\text{пред}} = 1,2 \left(\frac{4}{3\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_{\text{вн}} + \delta)(\delta - C)}; \quad (11-8a)$$

при $\varphi_0 \leq 0,5$

$$d_{\text{пред}} = 2 \left(\frac{1}{\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_{\text{вн}} + \delta)(\delta - C)}, \quad (11-8б)$$

где

$$\varphi_0 = \frac{p[D_{\text{вн}} + (\delta - C)]}{200(\delta - C)\sigma_{\text{доп}}}.$$

В теплообменных аппаратах нефтеперерабатывающей промышленности принято укреплять отверстия, если внутренний диаметр патрубка превышает 50 мм. Укрепления достигают или усиленным штуцером или накладками. Укрепляющие накладки могут быть внешними и внутренними (рис. 11-2). Диаметр накладки B не должен превышать двух диаметров отверстия, так как на большем расстоянии концентрация напряжений резко снижается и укрепляющее действие накладки становится ненужным.

11-3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КРЫШЕК И ДНИЩ

Форма крышек и днищ в теплообменных аппаратах бывает различной: сферической, эллиптической, конической или плоской. При прочих равных условиях наименьшую расчетную толщину имеют сферические (полусферические) днища (рис. 11-3, а). Но они трудно штампуются целиком и поэтому их чаще изготавливают путем сварки штампованных сферических сегмента и секторов. Высокая стоимость изготовления ограничивает их применение.

Приводимая ниже расчетная формула (11-9) для определения толщины стенки днища дает значение δ сферической крышки, которое меньше толщины стенки цилиндрической обечайки на то же рабочее давление. Однако с учетом ослаблений для штуцеров и лазов и технологии стыкования с кожухом толщину стенки сферических крышек выбирают обычно равной толщине стенки цилиндрической обечайки или превышающей ее.

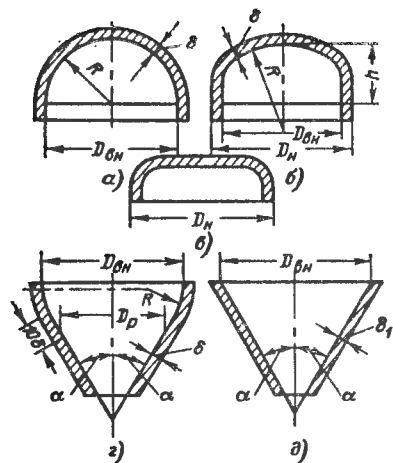


Рис. 11-3. Формы крышек и днищ для теплообменных аппаратов.

а — сферическое; б — эллиптическое;
в — корытовое; г — коническое отбортованное;
д — коническое неотбортованное.

формы, глухого или имеющего неукрепленное отверстие, должна быть не менее определенной по формуле

$$\delta = \frac{p D_{\text{вн}}}{400 Z \sigma_{\text{доп}} - p} \frac{D_{\text{вн}}}{2h} + C, \text{ см}, \quad (11-9)$$

где $h \geq 0,2 D_{\text{вн}}$ — высота выпуклой части днища, см;

$$Z = 1 \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)}} \leq 0,4;$$

$$Z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)}} + 1,5} \text{ при } 0,4 \leq \frac{d}{\sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)}} \leq 2;$$

$$Z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)}} + 2} \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)}} \geq 2.$$

Для глухих днищ, а также днищ с полностью укрепленным отверстием, принимают $Z=1$; здесь d — диаметр

Самыми распространенными являются эллиптически днища (рис. 11-3, б) с отбортовкой. Наиболее выгодны по прочности днища, форма сечения которых образуется половиной эллипса с большой осью, равной диаметру сосуда D , и с малой осью, равной $2h$, где h — высота выпуклой части днища. Изготовление применявшихся ранее корытовых днищ (рис. 11-3, в) запрещено ГОСТ 6533-53.

Номинальная толщина стенки выпуклого днища эллиптической или сферической

(в свету) наибольшего отверстия в днище, мм. Для отверстий овальной формы за величину d принимают размер по наибольшей оси;

p , $D_{\text{вн}}$, $\sigma_{\text{доп}}$, C имеют прежние значения.

При $h > 0,3 D_{\text{вн}}$ напряжение в днище меньше, чем в цилиндрической части сосуда. Поэтому в таких днищах часто проектируют лапы и лазы. Днища с укрепленными отверстиями рассчитывают как глухие. Отштампованные борта лазового отверстия укреплениями не считаются. При наличии в днище двух и более отверстий мостик между ними должен быть не менее диаметра меньшего отверстия.

Стальные литые выпуклые днища рассчитывают по формуле для эллиптических днищ, но допускаемые напряжения выбирают в 1,4 раза меньше, чем для штампованных днищ.

Наибольший допускаемый диаметр неукрепленного отверстия в выпуклом днище $d_{\text{пред}}$ определяют в зависимости от коэффициента Z_0 по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} d_{\text{пред}} &= 0,4 \sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)} \text{ при } Z_0 = 1; \\ d_{\text{пред}} &= 1,2 \left(\frac{4}{3Z_0} - 1 \right) \sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)} \text{ при } 0,5 \leq \\ &\leq Z_0 \leq 1,0; \\ d_{\text{пред}} &= 2 \left(\frac{1}{Z_0} - 1 \right) \sqrt{D_{\text{вн}}(\delta - C)} \text{ при } Z_0 \leq 0,5. \end{aligned} \right\} \quad (11-10)$$

Коэффициент Z_0 определяют по формуле

$$Z_0 = \frac{p \left[D_{\text{вн}} + \frac{2h}{D_{\text{вн}}}(\delta - C) \right]}{400 \frac{2h}{D_{\text{вн}}}(\delta - C) \sigma_{\text{доп}}}.$$

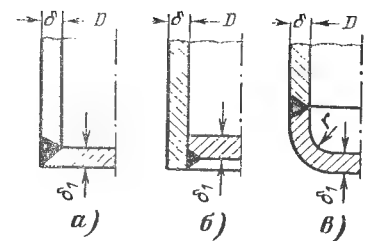


Рис. 11-4. Способы приварки плоских крышек и днищ к корпусу аппарата и значения коэффициента K для них.

а — $K=0,75$; б — $K=0,5$; в — $r=2,53$; $\delta \leq \delta_1$; $K=0,85$.

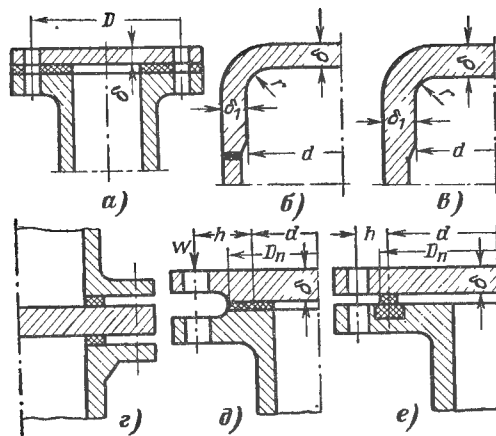


Рис. 11-5. Способы соединения плоских днищ с корпусом аппарата.

a — на болтах при сплошной прокладке; *б* — приварное; *в* — выполненное заодно с обечайкой; *г* — днище-заглушка, зажатая между фланцами; *д* — на болтах с прокладкой до болтов; *е* — на болтах с узкой жесткой прокладкой.

В аппаратах, предназначенных для работы с суспензиями и вязкими жидкостями, остатки которых необходимо удалить из сосуда, применяют конические днища (рис. 11-3, *з, д*).

Приближенно толщину стенки конического днища можно определить по формуле

$$\delta = \frac{pD_{\text{вн}}}{200(\sigma_{\text{доп}}\varphi - p)\cos\alpha} + C, \text{ мм}, \quad (11-11)$$

где α — половина угла раствора конического днища, град; p , $D_{\text{вн}}$, σ , φ , C имеют те же значения, что и в формуле (11-4).

Более точные расчеты приведены в [Л. 21].

Расчет толщины плоского приварного доннышка (рис. 11-4) без центрального отверстия или с отверстием размером до $0,6D_{\text{вн}}$ производят по формуле

$$\delta_1 = \frac{0,93\delta}{1 - 0,43 \frac{d}{D_{\text{вн}}}} \sqrt{\frac{0,19p}{\sigma_{\text{доп}} \cdot 100} \left(\frac{D_{\text{вн}}}{\delta}\right)^2 - 1} + C, \text{ мм}, \quad (11-12)$$

где δ — толщина стенки обечайки, мм; d — диаметр центрального расположенного отверстия в доннышке, мм; остальные обозначения те же, что и для эллиптических днищ.

Толщину плоских днищ, конструкции которых показаны на рис. 11-5, можно приближенно рассчитать по формуле (точный расчет см. [Л. 21])

$$\delta = D \sqrt{\frac{Kp}{100\sigma_{\text{доп}}}} + C, \text{ мм}, \quad (11-13)$$

где D — расчетный диаметр днища, мм; K — коэффициент, характеризующий конструкцию днища.

Коэффициент K принимают:

Для плоских доннышек, прикрепляемых к сосуду на резьбе	0,75
Для плоских вварных и приварных доннышек (см. рис. 11-4)	0,5
Для плоских штампованных приварных доннышек с отбортовкой с радиусом кривизны между стенкой и плоскостью не менее трех толщин доннышка (рис. 11-5, <i>б</i>) . .	0,25
Для заглушек, жестко зажатых между двумя фланцами (рис. 11-5, <i>г</i>)	0,19
Для плоских крышек (рис. 11-5, <i>а</i>)	0,16

Доннышки и корпус сосуда рекомендуется изготавливать из стали одной марки. Если стали различны, в расчет вводят напряжение, допускаемое для менее прочной стали.

11-4. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Фланцевые соединения теплообменных аппаратов должны обеспечивать плотность и прочность сопрягаемых частей, удобство и быстроту сборки и разборки и быть простыми и дешевыми в изготовлении. Для создания плотности соединения между фланцами закладывают прокладки из паранита, асбеста, пенки, картона, резины и т. п. При затягивании болтов плоская прокладка сжимается, заполняя мельчайшие неровности на поверхностях соединяемых деталей, и создает необходимую плотность соединения.

Целью расчета фланцевых соединений является определение усилий затягивания болтов и размеров болтов, прокладок и фланцев.

Усилие, необходимое для первоначального сжатия прокладки при затяжке $P'_{пр}$, определяют по формуле

$$P'_{пр} = \pi b D q_0, \quad (11-14a)$$

где b — эффективная ширина прокладки, $см$; D — средний диаметр кольца прокладки, $см$; q_0 — удельное давление на рабочую поверхность прокладки, $кгс/см^2$.

В рабочем состоянии прокладки затянуты неравномерно по сечению и по окружности фланца. Принято брать некоторую эффективную ширину b , равную:

$$b = b_0 \text{ при } b_0 \leq 10 \text{ мм};$$

$$b = \sqrt{b_0} \text{ при } b_0 > 10 \text{ мм},$$

где b_0 — действительная ширина прокладки, $мм$.

Удельное давление q_0 зависит от толщины, формы и материала прокладки. Для паранитовых и асбестовых прокладок значение q_0 в зависимости от толщины прокладки s выражается следующими величинами:

$s, \text{ мм}$	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8
$q_0, \text{ кгс/см}^2$	400	200	160	130	120	110	105

Чем меньше толщина прокладки (при хорошо обработанных фланцах), тем надежнее плотность соединения. В теплообменных аппаратах ставят паранитовые прокладки толщиной 1,5—2,5 $мм$.

Плотность во фланце при рабочем давлении в сосуде обеспечивается при приложении усилия

$$P''_{пр} = \pi b D q, \quad (11-14b)$$

где $q = t p$ — минимальное удельное давление на рабочую поверхность прокладки, $кгс/см^2$; p — рабочее давление среды, $кгс/см^2$; t — коэффициент, принимаемый для плоских прокладок фланцев аппаратов, крышек и днищ равным 1,2, фланцев трубопроводов — 1,5.

Усилие, создаваемое внутренним давлением в аппарате, можно выразить как

$$P = \frac{\pi}{4} D_{пр}^2 p, \quad (11-15)$$

где $D_{пр}$ — внешний диаметр прокладки, $см$.

Усилие P'_6 , передаваемое на болты, принимают равным наибольшему из значений:

$$\left. \begin{aligned} P'_6 &= P'_{пр}; \\ P'_6 &= P''_{пр} + 0,9 P. \end{aligned} \right\} \quad (11-16a)$$

В свою очередь расчетное усилие в болтах P_6 принимают равным наибольшей из величин:

$$\left. \begin{aligned} P_6 &= P''_{пр} + P; \\ P_6 &= P'_6 + 0,01 P. \end{aligned} \right\} \quad (11-16b)$$

Внутренний диаметр резьбы болтов или шпилек фланцевого соединения $d_{вн}$ определяют по формуле

$$d_{вн} = 1,13 \sqrt{\frac{P_6}{Z \sigma_6}}, \quad (11-17)$$

где Z — число болтов, кратное четырем; $\sigma_6 = k_6 \sigma_6^t$ — допускаемое напряжение для материала болтов.

Значение поправочного коэффициента k_6 принимают в зависимости от наружного диаметра болтов:

$d_6, \text{ мм}$	12	14	16	18	20	22	>22
k_6	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Значения условных допускаемых напряжений для материала болтов σ_6^t приведены в табл. 11-6, причем температуру материала фланца и болтов принимают равной расчетной температуре среды.

Нормальный шаг между осями болтов и шпилек составляет 3,5—4 d_6 ; из соображений плотности соединения максимальный шаг не должен превышать 5 d_6 .

По методике РТМ 42-62 фланцы рассчитывают на прочность в следующем порядке [Л. 75].

а) Плоские круглые фланцы из пластичных материалов [Л. 82, 87]. Примем в качестве расчетной высоту фланца h (рис. 11-6, а). Величину h определяют по одной из формул:

$$h = 4,26 \sqrt[3]{\frac{1}{E^t} [P_6 (D_6 - D_{вн} - S - d_6) - 1,6 D_{вн} \sigma_6^t S^2 \eta]} , \text{ см}; \quad (11-18a)$$

Таблица 11-6

Условные допускаемые напряжения для болтов (шпилек) σ_B^t

Температура, °C	Стали марок							
	15, Ст. 3	20, Ст. 4	25, Ст. 5	30	35	40	30ХМА	25Х2МФА (ЭИ10)
20	900	1 020	1 130	1 200	1 300	1 400	2 400	3 000
100	860	970	1 070	1 150	1 260	1 340	2 250	2 800
200	830	930	1 010	1 100	1 200	1 300	2 050	2 750
250	810	900	970	1 040	1 070	1 150	1 950	2 700
300	780	850	900	930	970	1 010	1 850	2 600
350	690	740	800	830	860	890	1 750	2 450
375	640	690	750	770	800	830	1 650	2 300
400	600	640	700	720	750	770	1 600	2 100
425	550	600	640	660	680	700	1 360	1 820
450	—	460	490	510	530	550	1 100	1 560
460	—	—	—	—	—	—	1 000	1 450
470	—	—	—	—	—	—	920	1 320
480	—	—	—	—	—	—	820	1 200
490	—	—	—	—	—	—	720	1 080
500	—	—	—	—	—	—	620	960
510	—	—	—	—	—	—	—	840
520	—	—	—	—	—	—	—	740

$$h = 1,19 \sqrt[3]{\frac{P_6 (D_6 - D_{np} - d_6) (D_\phi + D_B)}{E^t z^2 \eta \Psi_d (D_\phi - D_B)}}, \text{ см}; \quad (11-18б)$$

$$h = \frac{0,84}{\sqrt{\frac{D_\phi - D_B}{D_6 - D_B - S} - \frac{D_\phi - D_6}{D_6}}} \times \sqrt[3]{\frac{P_6}{\sigma_t^t \eta} - \frac{1,4 D_B S^2}{D_6 - D_B - S - d_6}}. \quad (11-18в)$$

В приведенных формулах приняты следующие обозначения:

E^t — модуль упругости материала фланца при соответствующей температуре, кгс/см^2 ; σ_t^t — предел текучести материала при той же температуре, кгс/см^2 ; P_6 — расчетное усилие в болтах, кгс/см^2 ; η — поправочный коэффициент (см. табл. 11-4); Ψ_d — допускаемый угол искривления фланца в кольцевом направлении: для прокладок из паранита

$\Psi_d = 4 \cdot 10^{-4}$, из резины — $3 \cdot 10^{-3}$, для металлических прокладок и беспрокладочных соединений — $2 \cdot 10^{-5}$.

Другие величины, входящие в формулы, обозначены на рис. 11-6, а.

При $D_y \geq 0,4 \text{ м}$ следует применять формулы (11-18а) и (11-18б), причем брать большее из двух значений h . Формулы (11-18б) и (11-18в) применяют для определения h при $D_y < 0,4 \text{ м}$.

б) Круглые фланцы с конической шейкой из пластичных материалов (рис. 11-6б). Высоту плоской части фланца h принимают на основе расчета по формулам:

при $D_y \geq 0,4 \text{ м}$

$$h = 1,5 \sqrt[3]{\frac{P_6 l_1 (D_\phi + D_B)}{E^t z^2 \eta \Psi_d (D_\phi - D_B)}}; \quad (11-19а)$$

при $D_y < 0,4 \text{ м}$ применима формула (11-19а), а также формула

$$h = \frac{0,84}{\sqrt{\frac{D_\phi - D_B}{D_6 - D_B - S} - \frac{D_\phi - D_6}{D_6}}} \times \sqrt[3]{\frac{P_6}{\sigma_t^t \eta} - \frac{0,7 D_B k}{l_2}}, \quad (11-19б)$$

причем выбирают большее значение h .

В формулах (11-19а) и (11-19б) принято:

для неметаллических прокладок $l_1 = 0,5 (D_6 - D_{np} - d_6)$; для металлических прокладок $l_1 = 0,5 (D_6 - D_{np} - b_0 - d_6)$;

для линзовых прокладок $l_1 = 0,5 (D_6 - D_{np})$; независимо от материала $l_2 = 0,5 (D_6 - D_B - S - d_6)$;

для линзовых прокладок $l_2 = 0,5 (D_6 - D_{np})$;

k — коэффициент приведения $k = f(\gamma)$,

$$\gamma = \frac{2h_B}{\sqrt{D_B (S_1 - S)}}.$$

При $\gamma \geq 1$ и $h \geq S_1$ $k = 0,78 S_1^2$.

¹ D_y — условный проход, т. е. диаметр фланца, фитинга или другой арматуры, которые можно присоединять к данной серии труб с фиксированным диаметром. Условные проходы стандартизованы ГОСТ 355-52.

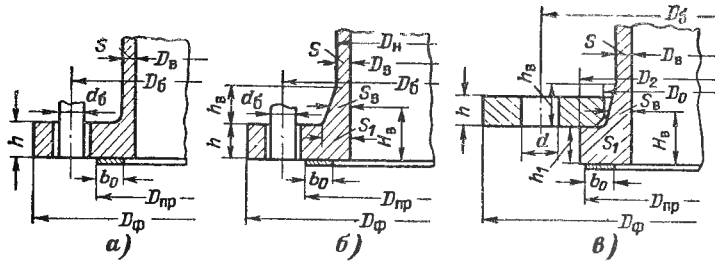


Рис. 11-6. Цельные фланцы.

а — плоский круглый без шейки; *б* — круглый с конической шейкой; *в* — свободный.

При $\gamma < 1$ и $h \geq S_1$

$$k = 0,78 [(S_1^2 - S) \gamma + S^2].$$

Для фланцев с $D_y \geq 0,4$ м расчетные толщины втулки S_B и ее высота H_B определяются по формулам:

$$S_B = 1,1 \sqrt{\frac{1}{D_B \sigma_T^t \eta} \left[P_6 l_2 - 2,65 \cdot 10^{-3} E^t h^3 \times \left(\frac{D_{\phi}}{D_B} - 1 \right) \right]}; \quad (11-20^*)$$

$$H_B = 0,5 \left(20 D_{\phi} \frac{\sigma_T^t}{E^t} + h \right). \quad (11-21)$$

Если по расчету получается $H_B \leq h$, то конструкцию фланца можно принять без конической втулки. Высота конической втулки h_B для фланца может быть определена по одной из формул:

для кованных и приварных фланцев

$$h_B = 2,5 (S_1 - S); \quad (11-22a)$$

для литых фланцев

$$h_B = 5 (S_1 - S). \quad (11-22б)$$

Литые фланцы во всех случаях следует выполнять с конической втулкой.

в) Свободные фланцы. Конструкция такого фланца показана на рис. 11-4, *в*. Предварительно по D_y выбирают следующие размеры фланца: диаметр болтовой

окружности D_6 , наружный диаметр бурта D_2 , средний диаметр прокладки $D_{\text{пр}}$, число болтов z .

Наружный диаметр фланца определяют по формуле

$$D_{\phi} = D_6 + 2d_6 + 0,005 \text{ м}. \quad (11-23)$$

Расчетное значение округляют до ближайшего размера D_{ϕ} , оканчивающегося на 0 или на 5 (мм). Внутренний диаметр фланца находят из расчета:

при $D_y \leq 0,05$ м

$$D_0 = D_B + 2S_1 + 0,003 \text{ м}; \quad (11-24a)$$

при $D_y \leq 0,05$ м

$$D_0 = D_B + 2S_1 + 0,006 \text{ м}. \quad (11-24б)$$

Полученные значения округляют до ближайших больших размеров, в первом случае — до четных, а во втором — до оканчивающихся на 5 или на 0 (мм).

Высоту свободного фланца h вычисляют по формулам:

при $D_y \geq 0,4$ м

$$h = 1,3 \sqrt{\frac{P_6 l (D_{\phi} - D_0)}{D_{\phi} \sigma_T^t \eta (D_{\phi} - D_0 - 2d) \frac{D_{\phi}}{D_0}}}; \quad (11-25)$$

при $D_y \geq 0,05$ м

$$h = \frac{0,8}{\sqrt{\frac{D_{\phi} - D_0}{D_6 - D_2} \frac{D_{\phi} - D_6}{D_6}}} \times \sqrt{\frac{P_6 (D_B - D_0)}{\sigma_T^t \eta (D_{\phi} - D_0 - 2d)}}, \quad (11-26)$$

где $l = 0,5(D_6 - D_{\text{пр}} - b_0 - d_6)$ — для фланцев с прокладками между плоскими поверхностями;
 $l = 0,5(D_6 - D_{\text{пр}} - d_6)$ — для фланцев с прокладкой в выступе-впадине.

Высоту бурта без конической втулки h_1 при $D_y \geq 0,4$ м определяют по формулам (11-27a) и (11-27б), выбирая из полученных наибольшее значение. При $D_y < 0,4$ м выбирают наибольшее значение h_1 , получаемое по формулам (11-27б) и (11-27в):

$$h_1 = 4,26 \sqrt[3]{\frac{1}{E^t} [P_6 (D_2 - D_B - S) - 1,6 D_B \sigma_T^t \eta S^2]}; \quad (11-27a)$$

* Для фланцев с $D_y > 0,4$ м толщину втулки расчетом не определяют.

$$h_1 = 1,19 \sqrt[3]{\frac{P_6 (D_2 - D_B) (D_2 + D_B)}{E^t z^2 \eta \Psi_d (D_2 - D_B)}}; \quad (11-27б)$$

$$h_1 = 0,8 \sqrt{\left(\frac{D_2 - D_B - S}{D_2 - D_B}\right) \left(\frac{P_6}{\sigma_T^t \eta} - \frac{1,56 D_B S^2}{D_2 - D_B - S}\right)^2}; \quad (11-27в)$$

$$h_1 = 0,8 \sqrt{\left(\frac{D_2 - D_B - S}{D_2 - D_B}\right) \frac{P_6}{\sigma_T^t \eta} - \frac{1,56 D_B k}{D_2 - D_B - S}}. \quad (11-27г)$$

Высота бурта во фланце с конической втулкой h_1 при $D_y \geq 0,4$ м может быть определена по формуле (11-27б); при $D_y < 0,4$ м берут большее значение h_1 , полученное по формулам (11-27в) и (11-27г).

Для фланцев с $D_y \geq 0,4$ м расчетная толщина втулки S_B и ее расчетная высота H_B определяются по формулам:

$$S_B = 1,1 \sqrt{\frac{1}{D_B \sigma_T^t \eta} \left[P_6 (D_2 - D_B - S) - \right.} \\ \left. - 2,65 \cdot 10^{-3} E^t h_1^3 \left(\frac{D_2}{D_B} - 1 \right) \right]}; \quad (11-28)$$

$$H_B = 0,5 \left(20 D_2 \frac{\sigma_T^t}{E^t} + h_1 \right), \quad (11-29)$$

причем не должно быть $H_B < h_1$.

Размеры S_B и H_B при $D_y < 0,4$ м определяют конструктивно.

11-5. ПРОВЕРКА НАПРЯЖЕНИЙ В ТРУБАХ И В КОРПУСЕ АППАРАТА ЖЕСТКОЙ КОНСТРУКЦИИ

В теплообменниках с жесткими соединениями между обечайкой и трубными решетками возникают дополнительные напряжения в трубах и корпусе аппарата вследствие различной степени их удлинения при нагреве или при охлаждении. Эти напряжения, являющиеся следствием различия температур и конструкционного материала стенок труб и корпуса, могут привести к нарушению плотности трубчатки, деформации труб, истиранию их поперечными перегородками и другим неблагоприятным явлениям.

Для приближенного определения напряжений, возникающих в трубчатке жесткой конструкции, примем следующие допущения: установленные трубы прямые и могут подвергаться только растяжению или сжатию; большая жесткость трубных решеток не позволяет им деформироваться в зоне заделки труб; деформация решеток происходит только на периферии, за пределами расположения труб.

Такие допущения предопределяют некоторую переоценку осевой нагрузки, вызываемой разностью температур корпуса и труб, и приводят к некоторому завышению запаса прочности.

Величину осевых сил в трубчатке Q' , возникающих под действием давления среды и стремящихся разорвать трубки и раздвинуть трубные решетки, можно выразить формулой

$$Q' = 0,785 (D_B^2 - nd_n^2) p_{мт} + 0,785 nd_n^2 p_t, \quad (11-30)$$

где D_B — внутренний диаметр корпуса греющей камеры (рис. 11-7), равный кругу, на который распространяется давление среды в межтрубном пространстве, см; d_B и d_n — внутренний и наружный диаметры труб, см; n — число труб в трубной решетке; $p_{мт}$ и p_t — давление среды в межтрубном и трубном пространствах, кгс/см².

Сила Q' воспринимается корпусом аппарата и трубами, т. е.

$$Q' = Q'_к + Q'_т,$$

где $Q'_к$ — осевая сила, возникающая в корпусе от давления среды в аппарате и отрывающая его от трубной решетки, кгс; $Q'_т$ — осевая сила, возникающая в трубах от давления среды в аппарате и отрывающая их от трубной решетки, кгс.

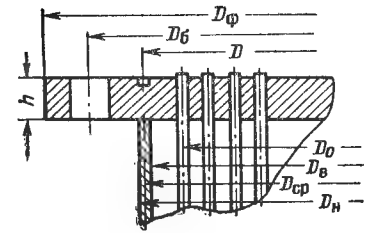


Рис. 11-7. Узел трубчатки жесткой конструкции.

Силы Q'_k и Q'_t пропорциональны отношению произведений площадей их стенок на модуль упругости и определяются по формулам:

$$Q'_k = \frac{F_k E_k}{F_k E_k + F_t E_t} Q', \text{ кгс}; \quad (11-31a)$$

$$Q'_t = \frac{F_t E_t}{F_k E_k + F_t E_t} Q', \text{ кгс}, \quad (11-31б)$$

где $F_k = 0,785(D_n^2 - D_b^2)$ — площадь сечения корпуса, см^2 ;
 $F_t = 0,785n(d_n^2 - d_b^2)$ — площадь сечения труб, см^2 ;
 D_n — наружный диаметр корпуса, см ; E_k и E_t — соответственно модули упругости материала труб и материала корпуса, кгс/см^2 .

Осевые напряжения σ'_k и σ'_t , возникающие в корпусе и в трубах аппарата, равны:

$$\sigma'_k = \frac{Q'_k}{F_k} = \frac{E_k}{F_k E_k + F_t E_t} Q', \text{ кгс/см}^2; \quad (11-32a)$$

$$\sigma'_t = \frac{Q'_t}{F_t} = \frac{E_t}{F_k E_k + F_t E_t} Q', \text{ кгс/см}^2. \quad (11-32б)$$

Напряжения σ''_k и σ''_t , возникающие в корпусе и в трубах аппарата вследствие различия температур их стенок, можно выразить уравнениями:

$$\sigma''_k = \frac{E_k F_t E_t}{F_k E_k + F_t E_t} (\Delta t_t \alpha_t - \Delta t_k \alpha_k), \text{ кгс/см}^2; \quad (11-33a)$$

$$\sigma''_t = \frac{F_k E_k F_t}{F_k E_k + F_t E_t} (\Delta t_t \alpha_t - \Delta t_k \alpha_k), \text{ кгс/см}^2, \quad (11-33б)$$

где Δt_k — разность между рабочей температурой корпуса и температурой окружающего пространства, $^\circ\text{град}$; Δt_t — разность между рабочей температурой труб и температурой окружающей среды (точнее, температурой окружающей среды в момент изготовления греющей камеры), $^\circ\text{град}$; α_k и α_t — коэффициенты линейного расширения материала камеры и труб.

Температурные напряжения создадут равные по величине и противоположные по знаку силы в корпусе Q''_k и в трубах Q''_t , которые отрывают их от трубных решеток:

$$Q''_k = -Q''_t = \frac{F_k E_k F_t E_t}{F_k E_k + F_t E_t} (\Delta t_t \alpha_t - \Delta t_k \alpha_k), \text{ кгс}. \quad (11-34)$$

Из уравнений (11-33) и (11-34) можно заключить, что напряжения и силы, возникающие в трубах и в корпусе аппарата, не зависят от их длин, а определяются только соотношением площадей стенок, свойствами материалов и изменением их температур.

Полные силы от совместного действия давления и разности температур составят:
 для корпуса

$$Q_k = Q'_k + Q''_k = \frac{F_k E_k}{F_k E_k + F_t E_t} \times [Q' + (\Delta t_t \alpha_t - \Delta t_k \alpha_k) F_t E_t], \text{ кгс}; \quad (11-35a)$$

для трубок

$$Q_t = Q'_t + Q''_t = \frac{F_t E_t}{F_k E_k + F_t E_t} \times [Q' - (\Delta t_t \alpha_t - \Delta t_k \alpha_k) F_k E_k], \text{ кгс}. \quad (11-35б)$$

Полные осевые напряжения:
 для корпуса

$$\sigma_k = \sigma'_k + \sigma''_k = \frac{E_k}{F_k E_k + F_t E_t} \times [Q' + (\Delta t_t \alpha_t - \Delta t_k \alpha_k) F_t E_t], \text{ кгс/см}^2; \quad (11-36a)$$

для трубок

$$\sigma_t = \sigma'_t + \sigma''_t = \frac{E_t}{F_k E_k + F_t E_t} \times [Q' - (\Delta t_t \alpha_t - \Delta t_k \alpha_k) F_k E_k], \text{ кгс/см}^2. \quad (11-36б)$$

Если суммарные осевые напряжения в корпусе и в трубах, вычисленные по формулам (11-36), не превышают допустимых, то конструкция греющей камеры может быть жесткой; в противном случае необходимо установить компенсирующие устройства.

11-6. РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ ТРУБНОЙ РЕШЕТКИ

Приведенная ниже методика расчета трубных решеток отличается от известных методик расчета использованием наиболее современных принципов, полнее отражающих действительные условия работы теплообменников [Л. 95]. Эта методика пригодна для расчета трубных решеток аппаратов с внутренним давлением обеих сред при соединении труб с решеткой путем развальцовки

или сварки. Рекомендации неприменимы для расчета аппаратов, в которых: а) трубные решетки изготовлены из хрупких материалов (например, из чугуна); б) ударная с циклическими сменами нагрузка при 10 000 циклах за срок службы решетки; в) среда агрессивна и влияние ее на износ материала решетки является решающим.

а) Трубные решетки для теплообменников с U-образными трубами без анкерных связей. Толщину трубной решетки h , закрепленной между фланцами корпуса и крышки (рис. 11-5, з), рассчитывают по формуле

$$h = 0,393 D_{\text{вн}} \sqrt{\frac{p}{100 \sigma_{\text{доп}} \varphi'}}, \quad (11-37)$$

где φ' — коэффициент прочности трубной решетки, принимаемый в пределах, когда $d/t = (0,48-0,75)$; $D_{\text{вн}}/h \leq 40$; $\varphi' = 0,935 - (0,65d/t)$ для решетки при разбивке отверстий по треугольнику; $\varphi' = 0,975 - (0,68d/t)$ для решетки при разбивке отверстий по квадрату; d — диаметр отверстий в трубной решетке; t — шаг между центрами отверстий.

б) Трубные решетки с одной анкерной связью в центре. В такой конструкции аппарата толщина трубной решетки, закрепленной между фланцами корпуса и крышки, может быть определена по формуле

$$h = 0,393 D_{\text{вн}} \sqrt{\frac{1}{100 \sigma_{\text{доп}} \varphi} \left[p - 382 (0,4 \sigma_{\text{доп}}^*) \frac{f_c}{D_{\text{вн}}^2} \right]}, \quad \text{мм}, \quad (11-38)$$

где f_c — площадь сечения анкерной связи, мм^2 ; при этом должно быть соблюдено условие

$$f_c \geq \frac{\frac{\pi}{4} (D_{\text{вн}}^2 - 1) d_c^2 p}{100 (0,4 \sigma_{\text{доп}}^*)};$$

$\sigma_{\text{доп}}^*$ — номинальное допускаемое напряжение (по табл. 11-1), кгс/см^2 ; d_c — диаметр анкерной связи, мм .

в) Трубные решетки теплообменников с плавающей головкой. При давлении среды со стороны межтрубного пространства толщину неподвиж-

ной трубной решетки, закрепленной между двумя фланцами, определяют по формуле

$$h = 0,393 D_{\text{вн}} \sqrt{\frac{1}{100 \sigma_{\text{доп}} \varphi} \left[p \left(1 - \frac{n d_{\text{н}}^2}{D_{\text{вн}}^2} - \frac{p_0}{2} \right) \right]}, \quad \text{мм}, \quad (11-39)$$

при давлении со стороны трубного пространства пользуются формулой (11-39), заменив $d_{\text{н}}$ на $d_{\text{вн}}$ и p_0 на p_c .

Здесь принято:

n — число отверстий для труб в трубной решетке; $d_{\text{в}}$ и $d_{\text{н}}$ — внутренний и наружный диаметры труб, мм ; p_0 и p_c — допускаемые распределенные по площади решетки противодавления от растянутых (p_0) и сжатых (p_c) труб, равные:

$$P_0 = 77n \frac{P_0^*}{D_{\text{вн}}^2}; \quad (11-40a)$$

$$p_c = 77n \frac{P_c^*}{D_{\text{вн}}^2}, \quad (11-40б)$$

где $P_0^* = P_c^* = \sigma_{\text{ст}} f_{\text{т}}$; $P_0^* = P_c^* = A d_{\text{н}}$; } предельные усилия для трубки, из которых в расчете должно быть принято наименьшее;

$\sigma_{\text{ст}}$ — предел текучести материала труб, кгс/мм^2 ; $f_{\text{т}}$ — площадь поперечного сечения трубы, мм^2 ; A — эмпирический коэффициент, равный 125 для труб, развальцованных в отверстиях, и 230 — для труб, приваренных к решеткам.

При давлении со стороны трубного пространства толщину подвижной трубной решетки, соединенной с днищем плавающей головки болтами, находят по формуле

$$h = 0,393 D_{\text{н}} \sqrt{\frac{1}{100 \sigma_{\text{доп}} \varphi} \left[p \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{вн}}} \left(1 - n \frac{d_{\text{в}}^2}{D_{\text{вн}}^2} \right) + \right.} \\ \left. + 382 \frac{P_0}{D_{\text{н}}^3} (D_6 - D_{\text{н}}) - \frac{p_c}{2} \right]}. \quad (11-40в)$$

При давлении со стороны межтрубного пространства толщину подвижной трубной решетки, соединенной с

днищем плавающей головки болтами, определяют по формуле

$$h = 0,393 D_n \sqrt{\frac{1}{100 \sigma_{\text{доп}} \Psi} \left[p \frac{D_n}{D_{\text{вн}}} \left(1 - n \frac{d_n^2}{D_{\text{вн}}^2} \right) + \right.} \quad (11-41)$$

$$\left. + 382 \frac{P_6}{D_n^3} (D_6 - D_n) - \frac{P_0}{2} \right],$$

где D_n — диаметр окружности прокладки, мм; $p_6 = \sigma_{\text{доп.б}} F_6 Z$ — суммарное допускаемое усилие в болтах, кгс; $\sigma_{\text{доп.б}}$ — допускаемое напряжение для материала болтов, кгс/мм²; F_6 — сечение болта, мм²; Z — число болтов.

г) Трубные решетки в теплообменниках жесткой конструкции [Л. 39]. Расчетная формула для определения толщины трубной решетки жесткой конструкции имеет вид:

$$h = \sqrt{\frac{Q_k z_r}{\sigma_{\text{доп}} z_3} + \frac{9 P_6 (D_6 - D) \beta_2^2}{\sigma_{\text{доп}} D_6 z_4}} + C, \text{ мм}, \quad (11-42)$$

причем некоторые величины представляют собой алгебраические комплексы:

$$\beta_1 = \frac{D_{\text{ср}}}{D_0} = \frac{D_n + D_{\text{вн}}}{2 D_0};$$

$$\beta_2 = \frac{D_6}{D};$$

$$z_2 = \frac{3}{2} [(1 - \beta_1^2) - 4 \beta_1^2 \ln \beta_1];$$

$$z_3 = \pi (1 + 2 \beta_1^2);$$

$$z_4 = \pi (1 + 2 \beta_2^2).$$

В приведенных формулах принято:

Q_k — полное осевое усилие, определяемое по уравнению (11-35а); $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение на изгиб, кгс/см²; D_6 — диаметр окружности болтов, мм (рис. 11-7); D — средний диаметр прокладки, мм; P_6 — усилие затяга болтов, определяемое по формуле (11-16б); D_0 — диаметр окружности крайнего ряда трубок, мм; D_n и $D_{\text{вн}}$ — наруж-

ный и внутренний диаметры обечайки корпуса аппарата, мм.

Значения z_2 находят в следующей зависимости от β_1 :

β_1	...	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3
z_2	...	0	0,5	1,0	1,6	2,2	2,9	3,6

Значения z_3 и z_4 находят в следующей зависимости от β_2 :

β_2	...	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3
z_3	...	9	10,1	10,8	11,5	12,3	13,0	13,7
z_4	...	9	10,1	10,8	11,5	12,3	13,0	13,7

Найденная по формуле (11-42) толщина трубной решетки должна быть проверена на изгиб ромбического участка (рис. 11-8) по уравнению

$$\sigma = \frac{P_{\text{макс}}}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{d_n}{e} \right) \left(\frac{h}{e} \right)^2} \leq \sigma_{\text{доп}}, \quad (11-43)$$

где $P_{\text{макс}}$ — максимально возможное избыточное давление на трубную решетку, кгс/см²; d_n — наружный диаметр труб, мм; h — толщина трубной решетки, мм; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение на изгиб, кгс/см²;

$$e = \frac{t \sin \alpha + t (1 + \cos \alpha)}{2}, \text{ мм}.$$

После проведенных расчетов трубную решетку проверяют по напряжениям, возникающим в местах крепления труб, на основании следующих соображений.

1. Закрепление труб в трубной решетке методом развальцовки. Наиболее распространенным показателем степени развальцовки служит суммарная деформация трубы (уменьшение толщины ее стенки) и вальцованного отверстия в решетке — очка (увеличение его диаметра), получаемая с момента соприкосновения стенки трубы со стенкой очка.

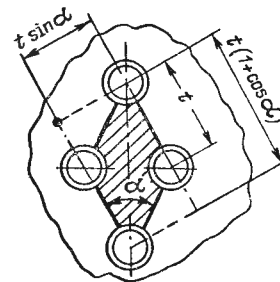
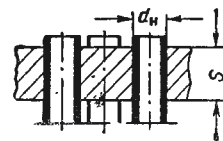


Рис. 11-8. К расчету прочности трубной решетки.

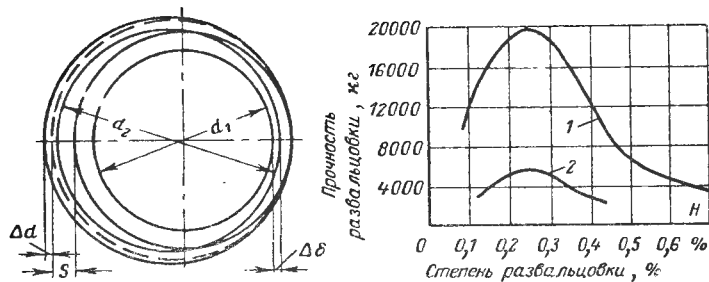


Рис. 11-9. Схема к определению степени развальцовки и диаграмма для определения прочности развальцовки труб.

1 — труба диаметром 102/90 мм и трубная решетка толщиной 30 мм; 2 — труба диаметром 38/32 мм и трубная решетка толщиной 25 мм.

Если обозначить (рис. 11-9, а) через $\Delta\delta$ — величину остаточной деформации стенки трубы; Δd — величину деформации очка; K — величину дополнительного расширения трубы после соприкосновения с очком, то зависимость между этими величинами можно записать как

$$K = 2\Delta\delta + \Delta d. \quad (11-44)$$

Это же можно выразить как

$$K = d_2 - (d_1 + s), \quad (11-45)$$

где d_1 — внутренний диаметр трубы до развальцовки;
 d_2 — внутренний диаметр трубы после развальцовки;
 s — начальный зазор между трубой и стенкой очка.

Для оценки качества развальцовки принят термин «степень развальцовки» H , величина которой может быть выражена как

$$H = \frac{d_2 - (d_1 + s)}{d_1 + 2\delta + s} 100. \quad (11-46)$$

Степень развальцовки в пределах от 0,15 до 0,35% даст наиболее высокие показатели прочности и плотности вальцовочного соединения (рис. 11-9, б).

При вальцовке труб сила Q_L , приходящаяся на единицу длины периметра трубы, должна быть равна:

$$Q_L = \frac{Q_T}{\pi d_n n}, \text{ кгс/см}, \quad (11-47)$$

где Q_T — полная осевая сила в трубах, определяемая по формуле (11-316); n — число труб в трубном пучке.

Величина Q_L должна быть:

при вальцовке без отбортовки — 40 кгс/см;

при развальцовке с односторонней отбортовкой — 50 кгс/см;

при развальцовке с двусторонней отбортовкой — 70 кгс/см.

Для надежной развальцовки полученная по формуле (11-42) толщина трубной решетки $h_{\min}$ должна быть не менее:

$$h_{\min} = \frac{d_n}{8} + 5 \text{ мм для стальной трубной решетки};$$

$$h_{\min} = \frac{d_n}{8} + 10 \text{ мм для трубной решетки из меди}.$$

2. Закрепление труб в трубной решетке пайкой. Напряжение среза $\sigma_{ср}$ в шве должно быть не больше допускаемого; его определяют как

$$\sigma_{ср} = \frac{Q_T}{\pi d_n n t_n}, \quad (11-48)$$

где t_n — глубина пайки, см.

11-7. РАСЧЕТ ОПОР НА ПРОЧНОСТЬ

Опоры вертикальных теплообменных аппаратов выполняют обычно сварными из стальных листов и проката (рис. 11-10, а). Число опор — от двух до четырех. Их расчет производят по максимальному весу аппарата $G_{\max}$ при заполнении его водой для проведения гидравлического испытания.

Общая площадь всех опор S должна быть:

$$S \geq \frac{G_{\max}}{\sigma_{\text{фунд}}}, \text{ см}^2. \quad (11-49)$$

Допускаемое напряжение $\sigma_{\text{фунд}}$ в фундаментах из бетона марок 65 и 90 принимают равным 20 кгс/см², в фундаментах из кирпичной кладки — 7–8 кгс/см².

Нагрузка, приходящаяся на одну из n опор,

$$Q = \frac{G_{\max}}{n}. \quad (11-50)$$

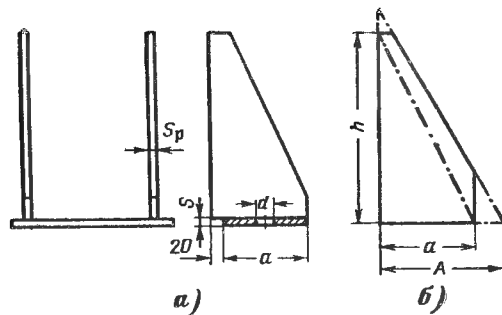


Рис. 11-10. Приварные лапы вертикального аппарата (а) и эскиз к расчету приварных лап (б).

Толщину ребра опор принимают по формуле

$$S_p = \frac{2,24Q}{k m \sigma_{\text{доп}}}, \text{ см}, \quad (11-51)$$

где m — число ребер в опоре; a — вылет опоры (рис. 11-10, б); $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение на изгиб, кгс/см^2 ; k — коэффициент, зависящий от гибкости ребра по его гипотенузе; для его определения находят радиус инерции ребра

$$r = 0,289 S_p, \text{ см}, \quad (11-52)$$

и гибкость его по гипотенузе

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{l}{0,289 S_p}. \quad (11-53)$$

Определив λ , находят k по следующей зависимости:

λ	0	25	50	75	100	125	150	175	200
k	1,0	0,95	0,89	0,77	0,61	0,45	0,33	0,25	0,2

Рекомендуется следующий порядок расчета ребра:
1) задаются коэффициентом k , числом ребер в одной опоре m и вылетом опоры a , затем по формуле (11-51) определяют толщину ребра S_p ;

2) по формуле (11-53) определяют гибкость ребра по гипотенузе λ ;

3) по величине λ находят в таблице значение k , которое должно быть равно или превышать принятое в начале расчета. При несовпадении расчет повторяют.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Какие методы расчета на прочность вы знаете и в чем их сущность?
2. Какие усилия кладут в основу расчета обечайки на прочность: тангенциальные или осевые? Напишите формулы, выражающие эти усилия.
3. Какие днища и крышки применяют чаще всего в теплообменных аппаратах?
4. Какие конструкции фланцев применяют чаще всего в теплообменных аппаратах?
5. Из чего складываются осевые усилия в трубчатке аппарата жесткой конструкции?
6. Что такое степень развальцовки, от чего она зависит и как влияет на плотность и прочность вальцовочного соединения?

Глава двенадцатая

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

12-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Для изготовления теплообменников применяют сравнительно ограниченный комплект основных элементов и узлов. Все теплообменники (кроме оросительных) имеют корпус, выполняемый, как правило, разъемным и состоящий из кожуха, крышек и днищ. Кожух соединяется с крышками и днищами с помощью фланцев или жестким швом (сварным или клепаным). К корпусу приваривают или прикрепляют другим способом штуцера и бобышки для присоединения трубопроводов, арматуры и контрольно-измерительной аппаратуры, лапы и опоры для установки и крепления аппарата на месте. В рекуперативных теплообменных аппаратах для передачи тепла устанавливается поверхность теплообмена. В отдельных случаях в аппаратах используются мешалки, скребки, питатели, шлюзовые затворы и некоторые другие устройства. Сосуды внутренним диаметром более 800 мм должны быть снабжены лазами для внутреннего осмотра. Диаметр круглых лазов должен быть не менее 400 мм, размеры овальных лазов — не менее 300×400 мм. Сосуды внутренним диаметром 800 мм и менее должны иметь отверстия, служащие для осмотра стенки сосуда и для удаления из него грязи и шлама. В сосудах со съёмными днищами или с крышками лазы не предусматриваются.

Если установленные в сосуде мешалки, змеевики, перегородки и другие приспособления препятствуют внутреннему осмотру, они должны быть съёмными.

Рубашки для наружного обогрева или охлаждения сосудов могут изготавливаться как съёмными, так и приварными.

Теплообменные аппараты изготовляют обычно на специализированных заводах. Значительная часть продукции этих заводов нормализована и представлена в каталогах и ценниках. Кроме специализированных заводов, теплообменники изготовляют по индивидуальным заказам и чертежам неспециализированные машиностроительные заводы и мастерские. Независимо от места проектирования и изготовления теплообменные аппараты, предназначенные для работы под давлением выше 0,7 ат избыточных, должны соответствовать правилам Госгортехнадзора в отношении устройства, монтажа и эксплуатации. Следующие сосуды не подлежат контролю инспекции Госгортехнадзора:

а) водогрейные котлы и приборы парового и водяного отопления;

б) сосуды, для которых производство емкости в литрах на рабочее давление в избыточных атмосферах не превышает 500, причем рабочее давление не превышает 16 ат, а температура — 200° С;

в) части машин, не представляющие самостоятельных сосудов (цилиндры паровых машин, сепараторы пара, сухопарники и т. п.);

г) экспериментальные сосуды емкостью до 25 л независимо от давления и температуры;

д) сосуды, работающие под вакуумом;

е) сосуды, работающие под любым давлением воды и неядовитых жидкостей при температуре, не превышающей температуру их кипения при атмосферном давлении.

В соответствии с «Правилами устройства и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением» за правильность конструкции сосуда, его расчет на прочность и выбор материала отвечает организация, разработавшая конструкцию и выполнившая ее расчет. Все изменения, могущие возникнуть в процессе изготовления или монтажа сосуда, должны быть согласованы между организацией, составляющей проект, и организацией, потребовавшей изменения проекта, оформлены в виде протокола и подписаны обеими сторонами.

12-2. ЧУГУННЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Литые чугунные теплообменники применяют для тепловых и технологических процессов с внутренним давлением до 6—8 ат и температурой стенки до 200° С.

Из серого чугуна изготовляют отопительные трубы-калориферы разных типов и ребристые трубы для водяных экономайзеров паровых котлов. В химической промышленности получили широкое распространение аппараты из высококремнистых чугунов (0,3—0,6% углерода, 12—18% кремния и 0,3—0,8% марганца): ферросилида, термосилида, айронака, диорайрона и др. Из этих химически стойких чугунов изготовляют концентрационные и денитрационные колонны, смесители, конденсаторы, распылители кислот, центробежные насосы, реторты, чаны, трубы и другое оборудование, применяемое в производстве серной, азотной, уксусной, фосфорной и других кислот, органических продуктов и солей редких металлов.

Чугунные теплообменные аппараты выполняют в виде отливок, представляющих собой цилиндрические или полусферические сосуды с крышками различной формы.

Разъемы между отдельными частями корпуса выполняют в виде фланцевых соединений, обрабатываемых механически по уплотняющим поверхностям (см. рис. 1-2). Наружные теплопередающие поверхности чугунных аппаратов выполняют в виде паровых рубашек или плотно прилегающих к стенке змеевиков, а внутренние — в виде змеевиков внутри кожуха.

Элементы теплообменных аппаратов типа змеевиков, спиральных секций или гофрированных пластин из чугуна не изготовляют, а трубчатки с чугунными трубными решетками и закрепленными в них трубами встречаются исключительно редко вследствие трудности изготовления таких конструкций методом литья и соединения их с другими деталями из-за хрупкости чугуна.

Монтаж аппаратов из чугуна, особенно высококремнистого, производят очень тщательно и осторожно. Изделия из этого чугуна нельзя бросать, ударять по ним при сборке металлическим молотком, нажимать для подгонки ломом, нагружать весом других деталей и перетягивать при сборке крепящие их болты.

Высококремнистый чугун дает трещины при быстром нагреве и при быстром охлаждении. Чугунные аппараты не выдерживают перекосов и прогибов, поэтому их устанавливают на очень прочных бетонных фундаментах.

Повышение производительности труда в технологических процессах достигается наряду с механизацией и автоматизацией увеличением параметров процессов (температуры и давления) и увеличением емкости аппаратов, в которых протекает процесс. В последнее время стальные аппараты начали вытеснять чугунные аппараты, которые могут быть выполнены только ограниченных размеров и для сравнительно низких давлений. При прогрессивной технологии аппаростроения, основанной на использовании фасонных и специальных профилей стального проката, а также на сборке деталей и узлов методом автоматической электросварки, нельзя широко использовать чугунное литье. В аппаростроении чугун малоперспективен. Поэтому ниже рассматриваются особенности технологии изготовления и монтажа теплообменных аппаратов, изготавливаемых главным образом из стали.

Основным материалом для изготовления теплообменной аппаратуры служит прокатная сталь различных марок. Стальные теплообменные аппараты нашли широкое применение в энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой, легкой и других отраслях промышленности. Многие аппараты массового применения (теплофикационные подогреватели, конденсаторы, испарители, выпарные аппараты, ректификационные колонны некоторых типов и др.) нормализованы и изготавливаются специализированными заводами и цехами в больших количествах.

Разработка технологического процесса

Аппарат изготавливают на основе технологического процесса, степень совершенства которого определяет качество, трудоемкость и сроки изготовления изделия, а также потребность в механосборочном и специальном оборудовании и квалифицированной рабочей силе. Технологический процесс выбирают обычно после сопоставления нескольких вариантов. В технологическом процессе предусматривается порядок изготовления отдельных деталей и узлов и последовательность сборки изделия.

В первой части разработки технологического процесса содержатся подробные сведения о качестве и порядке изготовления аппарата в соответствии с техническими условиями: класс аппарата, марки материалов по ГОСТ, способы заготовительных операций, условия сварки, требования к сварным швам, режимы термической обработки, методы межоперационного и окончательного контроля, условия испытания готового изделия. Вторая часть разработки технологического процесса посвящается выбору рациональных операций обработки деталей, последовательности рабочих операций, а также выбору наиболее рациональных оборудования, инструмента и приспособлений. В третьей части разработки определяется квалификация рабочих для различных операций технологического процесса, трудоемкость работ по каждой операции и по всему процессу изготовления изделия, продолжительность каждой операции, количество расходуемых вспомогательных материалов, размер необходимой производственной площади и место монтажа.

Разработанный технологический процесс изготовления деталей и сборки аппарата вносят в технологические карты и инструкции.

Заготовки деталей

Заготовками деталей служат обычно сортовой и листовой прокат, трубы, штамповки, поковки и отливки. Листовой прокат используется для заготовки кожухов, днищ и крышек, трубных решеток, фланцев, перегородок, тарелок, лап и различных штампованных изделий. Из сортового проката изготавливают заготовки каркасов трубочаток, анкерных связей, крупных фланцев, бобышек, поволоков и штамповок. Из труб изготавливают штуцера, поверхности нагрева, барботеры и многие другие узлы и детали.

Из заготовительных цехов заготовки поступают в кузнечно-прессовые, сварочные и механические цехи, где последовательно проходят все необходимые операции, после чего поступают в отделение или цех сборки.

Изготовление цилиндрического кожуха теплообменного аппарата

В современном аппаратостроении сварка служит важнейшим технологическим процессом, обеспечивающим при жестком соединении стальных элементов высокую прочность и плотность шва, высокую производительность труда и значительную экономию металла. Изготовление сосудов путем сварки может производиться только при наличии на предприятиях и монтажных площадках необходимых условий и средств для производства сварки, а также контроля качества сварных соединений в соответствии с требованиями «Правил» Госгортехнадзора. Разрешение на изготовление сварных сосудов выдается местными органами Госгортехнадзора. При отсутствии на месте монтажа необходимых средств для производства сварки и контроля ее качества допускается выдача разрешений на производство сосудов с ограничениями, которые должны быть отмечены в специальном акте.

Стальные элементы теплообменных аппаратов сваривают, как правило, методом дуговой сварки (ручной, полуавтоматической, автоматической под флюсом, аргоно-

Таблица 12-1

Допускаемая высота прогиба или волнистости листов, мм

Толщина листа, мм	Ширина листа, мм						
	до 1 200	1 200— 1 500	1 500— 1 800	1 800— 2 100	2 100— 2 700	2 700— 3 000	
6—10	16	20	24	28	32	36	—
10—12	12	14	16	20	24	28	32
12—20	12	14	16	18	22	25	28
20—25	12	14	16	18	20	22	24
25—50	12	14	14	14	16	18	20
50—100	6	8	10	11	12	14	16

дуговой) или методом контактной сварки (точечной, роликовой, стыковой). Газовую сварку применяют в исключительных случаях: для сварки тонких стальных листов (≤ 2 мм) и стальных труб малого диаметра (до 32 мм), а также при изготовлении изделий из цветных металлов. При этом сварные соединения не должны соприкасаться с химически активными средами и подвергаться воздействию высоких вибрационных и ударных нагрузок при повышенных температурах.

Цилиндрическая часть кожуха может быть выполнена в виде обечайки диаметром до 800 мм из одного свальцованного в цилиндр листа, обечайки диаметром до 1 600 мм — из двух листов, свальцованных в полуцилиндры (корыта), и из нескольких обечаек при большой длине кожуха. Листовой металл, предназначенный для изготовления кожуха, подвергают предварительной обработке, заключающейся в правке и разделительной резке листов, что облегчает их транспортировку и последующие операции обработки.

Правка. Листовую сталь, предназначенную для изготовления кожухов и других деталей сосудов, проверяют перед разметкой и резкой на волнистость и на прогиб, и если они не превышают норм, приведенных в табл. 12-1, листы направляют на разметку и резку. Волнистость и прогиб листов устраняют на листопрямильных вальцах, представляющих собой машину из двух рядов валков с общим числом их от 5 до 11, установленных в шахматном порядке. На рис. 12-1 показана схема девятивалковой листопрямильной машины. Перед вальцами и за ними устанавливают роликовые столы. Силой

трения между нижним крайним валком и листом последний втягивается в машину и проходит между верхним и нижним рядами валков, изгибаясь попеременно вверх и вниз. Пластический изгиб в разных направлениях делает лист плоским. Листы проходят между валками несколько раз в обоих направлениях со скоростью от 3 до 10 м/мин. Диаметр валков составляет 0,9—0,95 от величины их шага, равного 200—400 мм. Заготовки для обечаек, предназначенные для изгиба на листогибочных вальцах, предварительной правке на листопрямильных машинах не подвергают.

Разделительная резка листов. Для облегчения операций обработки листовых заготовок листы больших габаритов разрезают предварительно на более мелкие листы. Для резки листов из углеродистых сталей более всего распространена газокислородная (газовая) резка. Для резки листов из высоколегированных хромоникелевых и хромистых сталей этот способ непригоден, так как образующиеся на кромках листа тугоплавкие окислы хрома препятствуют процессу резки. Хорошее качество и высокую производительность обеспечивают методы кислородно-флюсовой и плазменно-дуговой резки высоколегированных сталей.

Для резки листов применяют также автоматическую электродугую резку. При этом способе разрез получается с менее чистыми кромками и образуется более глубокая зона термического влияния с неблагоприятно измененной (крупнозернистой) структурой. Если из-за отсутствия других возможностей дуговая резка неизбежна, рекомендуется удалять металл с кромок разреза на глубину не менее 5—7 мм.

Разметка. Габаритные размеры листа должны быть такими, чтобы после разметки цилиндра с необходимыми припусками на обработку отходы металла были минимальными. Коэффициент использования раскраиваемого листа должен составлять около 90%.

Длину развернутой обечайки определяют по нейт-

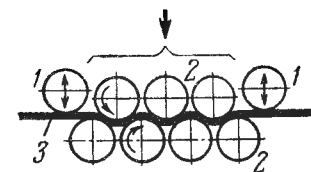


Рис. 12-1. Схема девятивалковой листопрямильной машины.

1 — направляющие валки; 2 — изгибающие валки; 3 — лист.

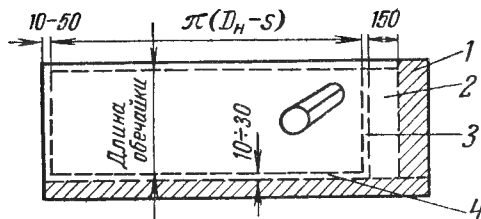


Рис. 12-2. Раскройная карта обечайки.

1 — отходы листа; 2 — припуск на изготовление образцов для испытаний; 3 и 4 — припуски на обработку кромок.

ральному слою толщины листа, так как при изгибании металла наружные волокна удлиняются, а внутренние укорачиваются.

Размеры, наносимые на металл, должны отсчитываться по масштабной стальной линейке или рулетке, применение угольников не допускается, перпендикулярные линии можно наносить только путем геометрических построений. Разметка производится на ровном металлическом или деревянном стеллаже шириной не более 2 м и длиной не менее 5 м.

Разметка обечайки по раскройной карте показана на рис. 12-2.

Размеченный лист подвергается технической приемке, которая заключается в проверке нанесенных размеров на листе и замере разности диагоналей прямоугольной развертки обечайки. Разметка считается правильной при условии выполнения следующих допусков на разметку:

1) допуск для размеров до 10 м должен быть 0,5 мм, более 10 м — 1 мм;

2) допускаемая разность диагоналей прямоугольника развертки обечайки не должна превышать 1 мм. Линии отреза на листе намечаются керном. Нанесение других разметочных контуров на металл при помощи керна не допускается. Размеченные детали маркируют окраской.

Для получения качественных сварных соединений цилиндрическую часть кожуха аппарата иногда изготавливают по диаметру готовой крышки или днища, измеренному в холодном состоянии.

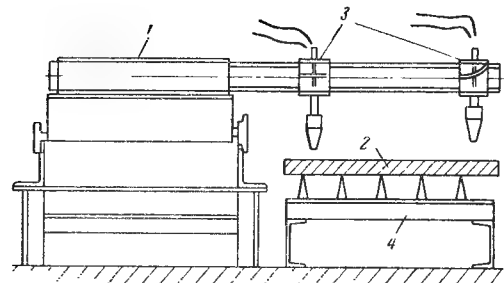


Рис. 12-3. Схема газорезательной машины.

1 — каретка автомата; 2 — лист; 3 — резаки; 4 — стол.

Резка. Механическую прямолинейную и криволинейную резку листов толщиной до 8 мм производят обычно роликовыми ножницами с двумя дисковыми ножами. Прямолинейная резка листов большей толщины производится на гильотинных ножницах или на пресс-ножницах. Газовая резка, широко применяемая при изготовлении теплообменных аппаратов, может производиться вручную, полуавтоматически и автоматически. Ручная газовая резка при серийном и массовом производстве почти полностью вытеснена газорезательными машинами-автоматами. Всесоюзным научно-исследовательским институтом автогенного машиностроения разработан и широко внедряется плазменно-дуговой метод резки металла. Магнитокопировальные машины снабжены плазматроном — ножом, «острием» которого служит плазма. Плазматроном можно резать все металлы, в том числе и легированную сталь толщиной 10 мм, со скоростью до 800 м/ч.

В процессе резки на таких машинах лист неподвижен, а резак или блок резаков, укрепленный на каретке станка с помощью специальной штанги, передвигается вдоль линии разреза (рис. 12-3). При установке на штанге нескольких резаков (в случае необходимости — под углом к плоскости листа) возможны одновременный раскрой металла для нескольких деталей и обработка скошенных кромок под сварку (рис. 10-2, 10-3 и 12-4).

Резка сортовой стали (круг, квадрат, полосы), фасонных профилей и труб производится на пресс-ножницах,

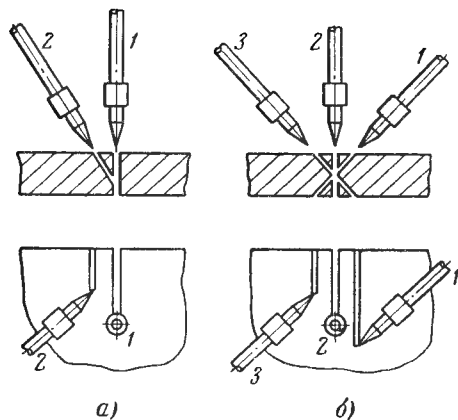


Рис. 12-4. Схема одновременной резки и обработки кромок блоками резачков.

a — двойным блоком; *б* — тройным блоком; 1, 2 и 3 — резачки.

приводными дисковыми пилами с зубьями, приводными ножовками или газовыми резачками.

Обработка кромок под сварку. Как продольные, так и кольцевые кромки обечаек, предназначенные для наложения сварного шва, обрабатывают для удаления повреждений, возникших в процессе резки листа. Обработка кромок производится механически или огневым способом. Механическая обработка выполняется на станках различных конструкций: продольно-строгальных, кромкострогальных, кромкообточных и фрезерных. Огневая обработка кромок производится только автоматической газовой или плазменно-дуговой резкой и совмещается обычно с резкой листа.

Изгибание листов для обечаек. Листы, предназначенные для изгибания, не должны иметь расщелений, трещин, плен и неметаллических включений. При изгибании обечаек для кожухов теплообменных аппаратов разница в размерах наружной и внутренней окружностей цилиндра допускается не более 5% внутренней окружности. Листы толщиной более $\frac{1}{40}$ внутреннего диаметра обечаек изгибают на вальцах в горячем состоянии, а после холодной гибки подвергают отжигу для снятия наклепа.

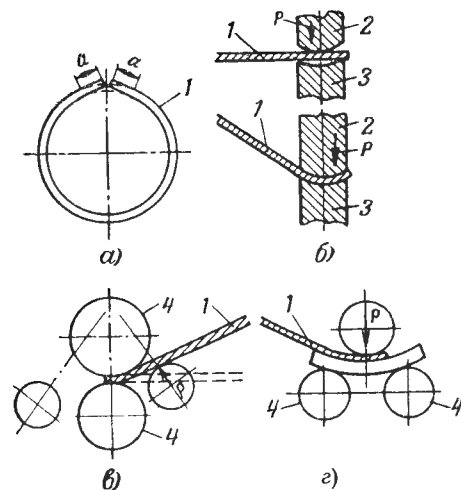


Рис. 12-5. Подводка кромок листа перед изгибанием.

a — заготовка обечайки без подводки кромок; *б* — подводка кромок на кромкогибочном прессе; *в* — подводка кромок на гибочных вальцах; *г* — подводка кромок на листогибочных вальцах с подкладным листом; 1 — лист; 2 — подвижный пуансон; 3 — неподвижная матрица; 4 — неподвижные валки; *P* — действующая сила.

Перед изгибанием листов в цилиндр, корыто или конус необходимо произвести специальную операцию — подводку (подгибку) кромок. При вальцовке листов в цилиндр или конус края их на длине 100—150 мм остаются прямыми, и при стыковке таких концов поверхность сосуда получает острый излом в месте образования шва (рис. 12-5, *a*). В зависимости от толщины листа подводку кромок выполняют на кромкогибочных прессах (рис. 12-5, *б*), на гибочных вальцах (рис. 12-5, *в*) или вручную. Подводка кромок на листах толщиной более 6 мм может быть выполнена на листогибочных вальцах при помощи подкладных листов, изогнутых по соответствующему радиусу (рис. 12-5, *г*). Подводка кромок листов производится на длине *a*, равной половине расстояния между осями двух нижних валков листогибочной машины.

После подводки кромок листы поступают на вальцевание для придания им требуемой конфигурации. Валь-

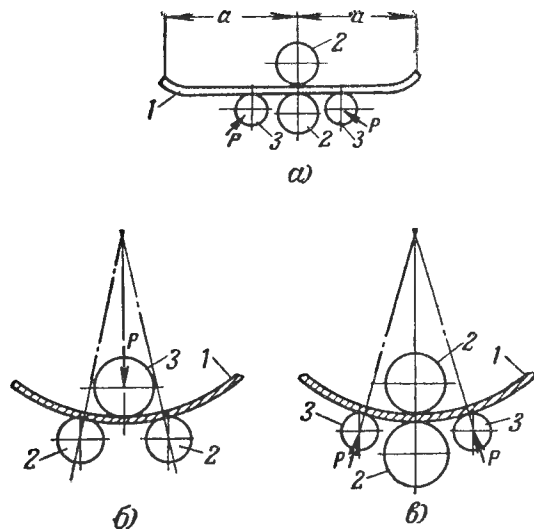


Рис. 12-6. Схема гибки листов на листогибочных вальцах.

а — положение листа перед гибкой; б — гибка в трехвалковых вальцах; в — гибка в четырехвалковых вальцах; 1 — лист; 2 — неподвижные валки; 3 — подвижные валки.

цевание производится на трех- или четырехвалковых горизонтальных вальцах (рис. 12-6). Перемещение листа в трехвалковых вальцах (рис. 12-6, б) в направлении вращения нижних ведущих валков происходит в результате трения листа о валок, вызванного упругостью листа. Верхний валок вращается под действием тангенциальной силы от листа. В четырехвалковых вальцах (рис. 12-6, в) лист перемещается под действием вращения сжимающих его больших валков — верхнего и нижнего. Изгибается лист под действием малых боковых нажимных валков. Вальцовка обечайки осуществляется в несколько возвратных проходов листа в валках до соприкосновения ее кромок.

При вальцовке обечайки возможны следующие дефекты: перекося кромок, перегиб на радиус меньше заданного, конусность, овальность и бочкообразность.

Сборка и сварка продольных стыков. Сборка продольных стыков после вальцовки листов про-

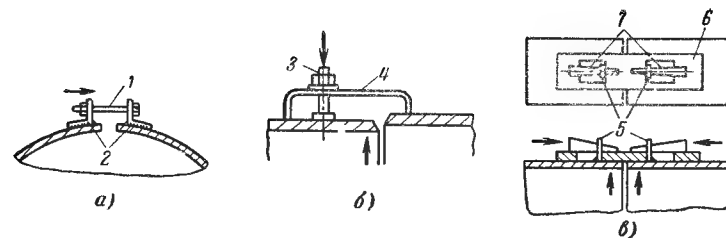


Рис. 12-7. Натяжные приспособления для сборки обечайки под сварку.

а — приваренные угольники с натяжным болтом; б — приваренный болт с натяжной скобой; в — приваренные ушки с натяжными клиньями и плитой; 1 — натяжной болт; 2 — угольники; 3 — болт; 4 — натяжная скоба; 5 — ушки; 6 — плита; 7 — натяжные клинья.

изводится на специальных сборочных стендах. Сборка цилиндрической части обечайки или корыт заключается в совмещении продольных кромок в соответствии с техническими требованиями к стыкам под сварку и в прихватке этих кромок посредством дуговой электросварки в нескольких местах (с длиной шва в 10—40 мм через каждые 200—400 мм). Обычно при сборке применяют натяжные (рис. 12-7) и кантовальные приспособления (рис. 12-8). Смещение продольных кромок листов одинаковой толщины не должно превышать 10% толщины стенки, но не более 3 мм. Допускаемая величина конусности обечайки приведена в табл. 12-2. Эллиптичность подготовленной к сварке обечайки в любом поперечном сечении не должна превышать 1% номинального диаметра.

После точной установки кромок и прихватки ручной электродуговой сваркой заготовка подается на автоматическую электродугую сварку.

Сборка и сварка кольцевых стыков. В кожухах аппаратов, цилиндрическая часть которых со-

Таблица 12-2

Допускаемые отклонения обечайки на конусность

Диаметр обечайки, мм	Конусность, мм	Диаметр обечайки, мм	Конусность, мм
250—650	1	1 500—2 500	2,5
650—1 000	1,5	Более 2 500	3
1 000—1 500	2		

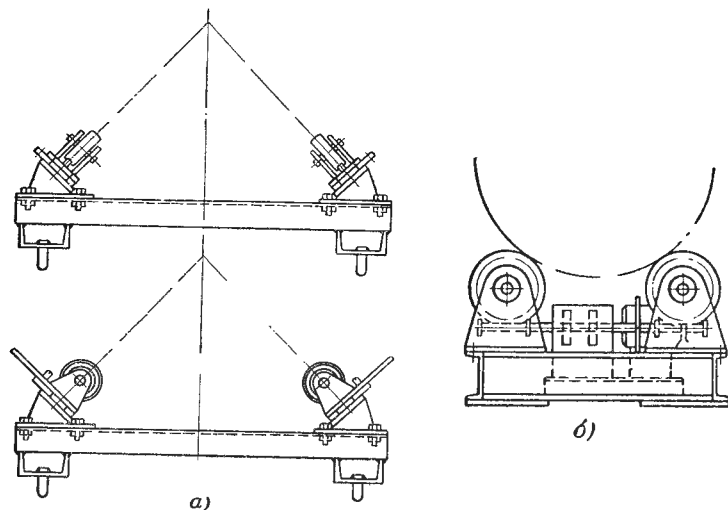


Рис. 12-8. Роликовые кантователи для сборки и сварки цилиндрических обечаек.

а — универсальный ручной кантователь для продольного перемещения и для вращения обечайки; *б* — кантователь с электроприводом.

стоит из нескольких обечаек, кольцевые стыки образуются при сборке обечаек между собой и при сборке цилиндрической части с крышками и днищами. Сборка под сварку кольцевых стыков аналогична сборке продольных стыков.

Некоторые конструктивные требования Госгортехнадзора к сварным теплообменникам. При сборке теплообменников продольные и поперечные швы должны быть только стыковыми. Приварка днищ к цилиндрической части внахлестку допускается в особых случаях при толщине стенки отбортованной части менее 16 мм.

При проектировании сварных стыков между элементами разной толщины необходимо предусматривать плавный переход от одного элемента к другому путем постепенного утонения более толстого элемента на длине, равной не менее четырехкратной разности толщин стыкуемых элементов. При разнице толщин соединяемых элементов не более 5 мм и толщине листа не менее 10 мм допускаются стыковые швы без предварительного утонения

толстой стенки, причем конфигурация швов должна обеспечивать плавный переход от толстого листа к тонкому.

Если нижняя часть горизонтальных аппаратов малодоступна для осмотра, продольные сварные швы должны быть расположены вне пределов 140° дуги нижней части корпуса аппарата.

Кольцевые (поперечные) сварные швы в горизонтальных сосудах следует располагать вне опор сосуда.

Штуцера и люки не разрешается устанавливать на продольных швах корпуса сосуда. Установка штуцеров и люков на кольцевых швах разрешается только в тех случаях, если установка штуцеров и люков на целом листе невозможна, и при условии укрепления отверстий.

При сварке двух обечаек стыковым швом смещение продольных швов в соседних обечайках должно быть не менее трех толщин свариваемых листов. Перекос продольных осей стыкуемых обечаек допускается не более 2 мм на 1 м. Следует иметь в виду, что кольцевое стыкование значительно сложнее продольного, так как практически всегда имеются некоторое различие диаметров обечаек и некоторая их овальность.

Вырезка отверстий. Для установки на аппарате штуцеров, бобышек и гильз, а также для заведения труб в готовых сваренных кожухах вырезают отверстия по разметке, выполненной на развертке кожуха. Отверстия небольшого диаметра сверлят на полный диаметр сверлом или фрезой. Отверстия больших диаметров рассверливают с предварительной центровкой малого диаметра (14—16 мм) на глубину 10—12 мм. При невозможности вырезки отверстий сверлами и фрезами применяют оправку с закрепленными в ней двумя резцами, установленными на расстоянии диаметра отверстия один от другого. Большие отверстия в листах вырезают газовой резкой или путем сверления отверстий диаметром 10—12 мм по размеченному контуру с последующей вырубкой перемычек между отверстиями пневматическим зубилом и окончательной очисткой кромок абразивным кругом.

После сверления и обработки отверстия в кожухе очищают от заусенцев с наружной и с внутренней сторон при помощи пневматических шлифовально-зачистных инструментов. Особенно тщательно выполняют отверстия под развальцовку труб.

К сварке сосудов, работающих под давлением, допускаются сварщики, имеющие удостоверение, выданное квалификационной комиссией после испытания сварщика в соответствии с «Правилами» Госгортехнадзора. Согласно этим «Правилам» сварные швы сосудов, работающих под давлением, подвергаются внешнему осмотру, механическим испытаниям на контрольных образцах, вырезанных из сварных соединений, просвечиванию гамма-лучами, исследованию макро- и микроструктуры и гидравлическому испытанию¹. Результаты испытаний занесутся в паспорт сосуда.

Внешнему осмотру подвергают все сварные швы. При внешнем осмотре обращают внимание на трещины в шве и в околошовной зоне, которые могут появиться из-за неравномерной усадки металла шва, а также вследствие образования мартенсита, имеющего несколько больший удельный объем, чем другие структурные составляющие стали. В сварном шве не должно быть наплывов, подрезов и пористости, а также отступлений от формы и размеров.

Механическим испытаниям подвергают образцы, вырезанные при сварке листов из контрольных пластин, а при сварке трубопроводов — из контрольных стыков. Механические испытания включают испытания на растяжение, на изгиб или сплющивание и в некоторых случаях на ударную вязкость. Результаты испытаний считаются неудовлетворительными, если показатели свойств хотя бы одного из образцов выходят более чем на 10% за допускаемые пределы.

Металлографические исследования производят в случаях, когда сосуд предназначен для работы при температуре выше 450°С или при давлении более 50 ат. Их производят также в тех случаях, когда сосуд изготавливается из легированной стали, склонной к подкалке. В процессе металлографического исследования выявляют макро- и микроскопические дефекты сварного шва: непровары, трещины, поры и шлаковые включения, а также определяют макро- и микроструктуру ме-

талла шва и зоны термического влияния сварки. Образец для металлографического исследования вырезают из контрольной пластины или из контрольного стыка поперек оси шва. Если металлографическое исследование дало неудовлетворительные результаты, сосуд к эксплуатации не допускается.

Сварные швы сосудов, работающих под давлением, должны проходить контроль рентгено- или гамма-просвечиванием. В зависимости от давления, под которым будет работать сосуд, и температуры рабочей среды «Правила» Госгортехнадзора устанавливают процент длины сварных швов, подлежащих просвечиванию. Длина участков швов, подлежащих просвечиванию, колеблется в пределах от 10 до 25%. Небольшие трещины и непровары просвечиванием не обнаруживаются, и поэтому для их выявления лучше проверять шов ультразвуком.

Все дефекты сварных швов, выходящие за допустимые пределы, вырубает, а места вырубки заваривают. После заварки дефектных мест сварной шов просвечивают.

Сварные сосуды, предназначенные для работы под давлением, подвергают испытаниям с целью проверки их прочности и плотности (подробно см. § 13-3).

Изготовление днищ и крышек

Сферические и эллиптические днища следует изготавливать по возможности из одного листа. Сферическая или эллиптическая форма дается заготовленным для днища листам штамповкой в горячем или в холодном состоянии. Лист, предназначенный для изготовления днища, предварительно размечают. Заготовка под днище (рис. 12-9) представляет собой круг, диаметр которого D_0 может быть определен по формуле

$$D_0 = L_{\text{раз}} + 2h - 2\delta + \Delta_{\text{пр}}, \quad (12-1)$$

где $L_{\text{раз}}$ — длина развертки эллипса, мм; h — высота цилиндрической части днища, мм; δ — толщина днища, мм; $\Delta_{\text{пр}}$ — припуск на обработку, мм.

Длину развертки эллипса $L_{\text{раз}}$ определяют по формуле

$$L_{\text{раз}} = \pi \frac{D_1 + d_1}{2} k, \quad (12-2)$$

¹ В настоящее время применяются также ультразвуковой, магнитографический, магнитный порошковый и цветной методы контроля сварных швов.

где k — коэффициент длины развертки эллипса, зависящий от соотношения осей эллипса $\frac{D-d}{D+d}$ (рис. 12-9), значения которого приведены ниже:

$\frac{D-d}{D+d}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
k	1,0025	1,0100	1,0226	1,0404	1,0635

Продолжение

$\frac{D-d}{D+d}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k	1,0922	1,1267	1,1677	1,2155	1,2732

Эллиптические днища для сосудов и аппаратов можно подобрать по ГОСТ 6533-53.

Небольшие днища из листов толщиной до 4 мм штампуют на прессах в холодном состоянии (рис. 12-10, а). Большие днища из листов толщиной более 4 мм штампуют в горячем состоянии на гидравлических прессах мощностью 750—1 000 т и более. Заготовку нагревают предварительно до 1 050—1 100°С с таким расчетом, чтобы штамповка заканчивалась при 880—900°С (температура нормализации) с одного нагрева за один двойной ход пресса (рис. 12-10, б). Нагретую заготовку 4 укладывают концентрично на протяжное кольцо 5 штампа. Пуансон 6 штампа, имеющий форму днища и укрепленный на подвижной траверсе пресса, медленно опуска-

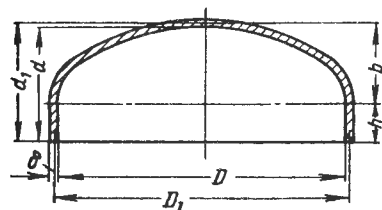


Рис. 12-9. Заготовка под днище.

каясь, постепенно протягивает заготовку через протяжное кольцо, формируя днище. По достижении пуансоном крайнего нижнего положения сбрасыватель 7 снимает с него готовое днище, и освобожденный пуансон перемещается в крайнее верхнее положение. Готовое

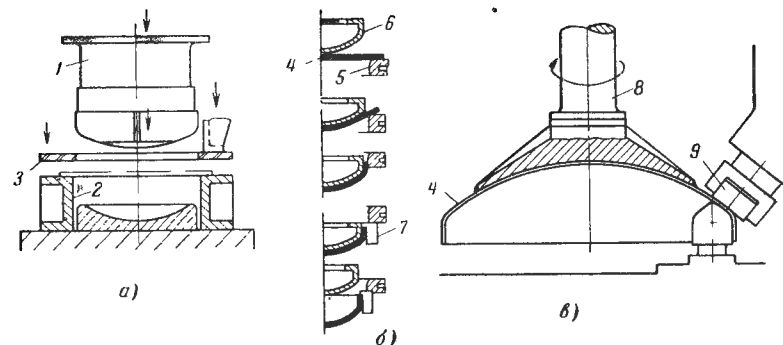


Рис. 12-10. Способы изготовления днищ.

а — штамповка в холодном состоянии; б — штамповка в горячем состоянии; в — обкатка на ротационных прессах; 1 — рабочий плунжер; 2 — стол; 3 — прижимное кольцо; 4 — заготовка; 5 — протяжное кольцо; 6 — пуансон; 7 — сбрасыватель; 8 — держатель; 9 — обжимный ролик.

днище извлекают из-под пресса краном или лебедкой.

При изготовлении днищ с лазом лазерный пуансон устанавливается на столе пресса и прошивает отверстие в днище, прежде чем оно приобретет конечную форму.

Наиболее совершенный способ изготовления выпуклых днищ — обкатка заготовок до необходимой степени кривизны на ротационных прессах с помощью прижимных роликов. На рис. 12-10, в представлена схема изготовления эллиптических и сферических днищ на ротационном прессе. Нагретая заготовка 4 вращается на вертикальном держателе 8, обжимается верхним наклонным роликом 9 и постепенно приобретает заданную форму с плавным переходом от сферы к цилиндрической части. Этим способом можно изготавливать днища диаметром от 1 300 до 5 500 мм при толщине листа от 10 до 140 мм. Штуцеры, смотровые окна, люки и лазы допускаются на днищах и крышках только при их размещении вне зоны переходной дуги и на расстоянии от крайней ее точки, равном толщине стенки днища или крышки или большем.

Применение аппаратов со сферическими днищами ограничено установками с огневым обогревом. Конические днища применяются в аппаратах, в которых происходит осаждение твердых частиц — шлама. В конических днищах сварной конструкции угол у вершины кону-

са выполняют обычно равным $60-80^\circ$ в соответствии с углом естественного угла откоса большинства сыпучих материалов.

Если днища подвержены механическому или химическому износу, рекомендуется выполнять на быстро изнашиваемую часть накладку, закрепляемую в нескольких местах приваркой.

После обмера и технической приемки отштампованных днищ с них удаляют излишний припуск по борту и затем механически обрабатывают. Механическая обработка заключается в протачивании торцевой цилиндрической части днища, обработке плоскости лаза и высверливании отверстий.

Патрубки (штуцера) диаметром более 200 мм приваривают к корпусу аппарата с помощью укрепляющих колец, а при диаметре до 200 мм — без них. Толщина кольца должна быть не меньше толщины обечайки. Толщина стенки патрубка определяется практически соображениями, учитывающими: возможность хорошей приварки патрубка к аппарату, дополнительные напряжения в патрубок из-за присоединяемых к нему трубопроводов, возможность использования патрубка при подъемах и транспортировке аппарата, достаточную прочность патрубка с учетом возможных ударов при транспортировке и монтаже аппарата, повышенную изнашиваемость от коррозии и эрозии стенок патрубка. Эти обстоятельства, не поддающиеся учету при расчете на прочность, обуславливают выбор толщины стенки патрубка не меньше расчетной, однако не меньше половины толщины стенки сосуда.

Отклонение центра патрубка на корпусе аппарата не должно превышать ± 10 мм от размеров по чертежу. Перекос поверхности уплотнения фланца должен быть не более 1 мм на каждые 100 мм наружного диаметра фланца, но не более 3 мм для фланца любого диаметра. Отклонение высоты патрубка над поверхностью аппарата не должно превышать ± 10 мм.

Кроме укрепления электросваркой, иногда патрубки укрепляют в стенках аппаратов посредством резьбового соединения, развальцовкой или затяжкой отбортованного патрубка гайкой.

Расположение люков и лазов должно обеспечивать удобство осмотра и ремонта аппарата. В теплообменной аппаратуре низкого и среднего давления при-

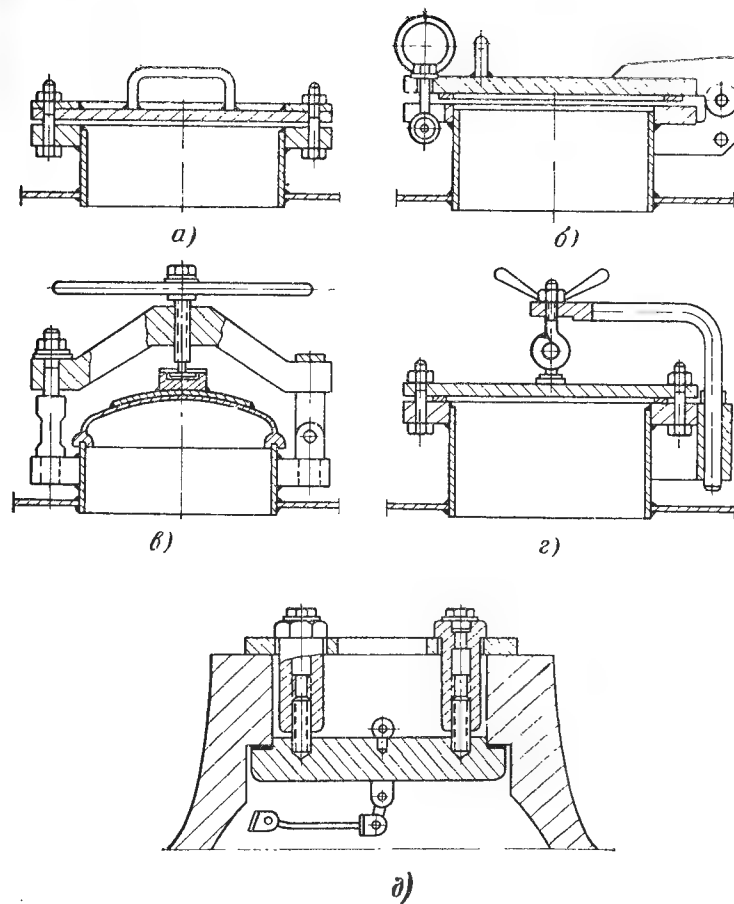


Рис. 12-11. Люки и лазы для теплообменников.

меняют люки в виде штуцера большого диаметра с плоской крышкой на болтах, с плоской крышкой на петле, со сферической крышкой на скобе или с плоской крышкой на кронштейнах (рис. 12-11, а—г). В теплообменниках высокого давления часто применяют люки с внутренней крышкой и натяжной скобой (рис. 12-11, д).

Смотровые окна в теплоиспользующих и реакционных аппаратах служат для наблюдения за уровнем жидкости, процессом кипения или ходом реакции. Смот-

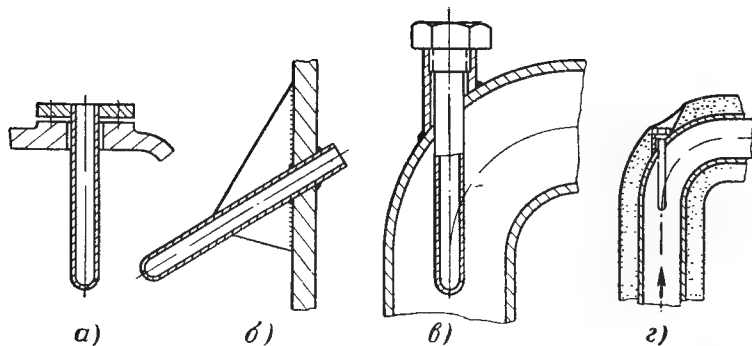


Рис. 12-12. Установка гильз для термометров.

ровые окна выполняют круглыми или прямоугольными. Диаметр стекол в круглых окнах — 60 и 165 мм при толщине 10 и 20 мм соответственно. Стекла устанавливают с помощью двух мягких прокладок между кольцами, одно из которых приваривается к стенке аппарата, а второе прижимается шпильками. Прямоугольные окна представляют собой рамку, в которую вкладывают на мягких прокладках стекло сечением 17×34 мм и длиной до 320 мм, имеющее продольные канавки, которые благодаря преломлению в них света облегчают наблюдение за уровнем жидкости. Часто для удобства наблюдения по высоте аппарата ставят несколько смотровых окон, причем одно из окон освещается электрической лампочкой.

Гильзы предназначены для установки в них стеклянных термометров или термпар. Их изготавливают из куска трубы с заваренным наглухо концом и присоединяют к корпусу аппарата при помощи фланцев (рис. 12-12, а) или приваркой (рис. 12-12, б). Иногда применяют латунные гильзы, ввертываемые в приваренный патрубок (рис. 12-12, в и г). Длинные гильзы выполняют из толстых труб или усиливают ребрами жесткости.

Лапы приваривают к цилиндрической части аппарата так, чтобы нижнюю его часть было удобно обслуживать. Опоры ставятся под аппаратом; при большом весе жидкости в сосуде они создают дополнительные напряжения в корпусе.

Горизонтальные сосуды можно устанавливать на опорах, поверхность которых должна охватывать сосуд по дуге не менее $\frac{1}{3}$ диаметра. Расстояние между краями сварных швов аппарата и местами приварки лап или опор должно быть не меньше толщины стенки аппарата.

Линзовые компенсаторы

В конструкциях жестких теплообменников часто применяют тарельчатые (линзовые) компенсаторы, свариваемые между обечайками кожуха (рис. 12-13). Линза тарельчатого компенсатора изготавливается из двух половин, соединяемых электросваркой. Кольцеобразные заготовки, предназначенные для изготовления полулинз, вырезают из стального листа. При наличии пресса достаточной мощности половинки линз могут быть выполнены из заготовок путем холодной штамповки. При отсутствии пресса штамповка может быть заменена отбортовкой (обкаткой) кромок на карусельном станке.

В практике встречаются торцовый и трапециевидный компенсаторы (рис. 12-14).

Фланцы

Фланцевые соединения должны быть прочными и обеспечивать герметичность соединения. Типы и размеры фланцев подбирают по ГОСТ, перечисленным в табл. 12-3. Выбор типа фланцевого соединения (рис. 12-15) зависит от условий работы аппарата, давления, агрессивности среды, условий монтажа и технологических возможностей изготовления фланцев. В аппаратах с рабочим давлением до 100 ат, а также в работающих с ядовитыми и легковоспламеняющимися средами, применяют фланцы усиленного типа, в которых на поверхностях уплотнения имеются выступы и впадины или шипы и пазы.

Фланцы небольшого диаметра изготавливают обычно из листовой стали, фланцы диаметром более 200 мм — из полосового проката путем гибки в горячем состоянии.

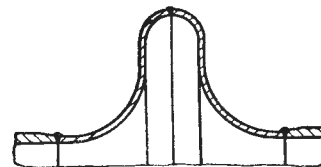


Рис. 12-13. Тарельчатый линзовый компенсатор.

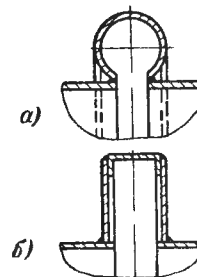


Рис. 12-14. Торцовый (а) и трапециевидный (б) линзовые компенсаторы.

Перечень стандартов на фланцевые соединения
для трубопроводов и аппаратов

Номер стандарта	Содержание стандарта
ГОСТ 1234-67	Присоединительные размеры для фланцев арматуры, соединительных частей и трубопроводов
ГОСТ 1235-67	Фланцы чугунные литые для давлений условных $P_y = 2,5—25 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 12821-67	Фланцы стальные литые для давлений условных $P_y = 16—200 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 1245-67	Фланцы с шейкой на резьбе для давлений условных $P_y = 2,5—16 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 1255-67	Фланцы плоские приварные для давлений условных $P_y = 2,5—25 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 12830-67	Фланцы приварные встык для давлений условных $P_y = 2,5—200 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 1265-67	Фланцы свободные с буртом для давлений условных $P_y = 40—100 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 1268-67	Фланцы свободные на приварном кольце для давлений условных $P_y = 2,5—25 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 1272-67	Фланцы свободные на отбортованной трубе для давлений условных $P_y = 2,5—6 \text{ кгс/см}^2$
ГОСТ 6973-59	Заглушки фланцевые

При установке фланцев на корпус или крышку аппарата проверяют их перпендикулярность к оси обечайки по наружным кромкам обработанных поверхностей. Допускаются следующие отклонения перпендикулярности плоскости фланцев относительно оси аппарата:

Диаметр фланца, мм	Допустимое отклонение, мм
до 500	1
500—1 500	1,5
1 500—2 000	2
Более 2 000	3

Шаг болтов на фланцах выбирают не менее $3d$ и не более $5d$ (d — диаметр болта). Число болтов должно быть кратным четырем, что обеспечивает равномерность сжатия прокладки. Плотность и прочность фланцевого соединения ухудшаются как при слишком слабой, так и при слишком сильной затяжке болтов и шпилек. При слабой затяжке ослабляется плотность соединения; при слишком сильной затяжке ускоряется разрушение прокладок и может произойти обрыв болтов и шпилек. Под гайки рекомендуется ставить шайбы.

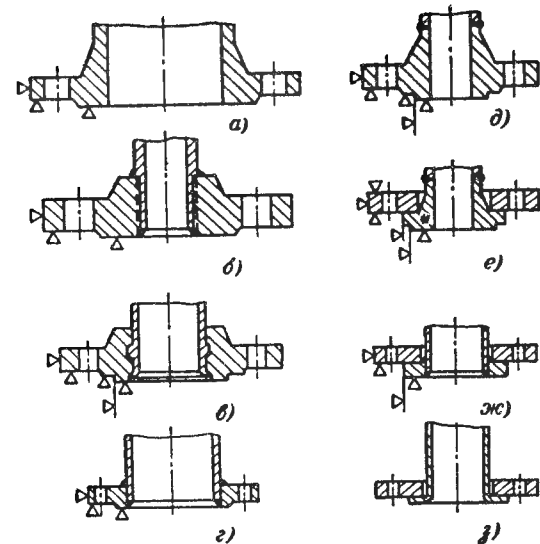


Рис. 12-15. Типы фланцев.

а — чугунные и стальные литые; б — стальные с шейкой на резьбе; в — стальные с шейкой под развальцовку; г — стальные плоские приварные; д — литые приварные встык; е — стальные свободные с буртом; ж — стальные свободные на приварном кольце; з — стальные свободные на отбортованной трубе.

Термическая обработка

В элементах аппаратов и сосудов, изготовленных с помощью сварки, вследствие усадки швов возникают термические напряжения: большие в кольцевых и меньшие в продольных швах. По «Правилам» Госгортехнадзора сосуда, изготовленные при помощи сварки из малоуглеродистой стали при толщине стенки более 25 мм или из легированной стали при толщине стенки более 10 мм, подвергаются обязательной термической обработке — отпуску для снятия напряжений.

Изготовление и сборка трубчатки

Трубчатка собирается из трубных решеток (досок) и труб. В теплообменниках некоторых конструкций трубчатка включают перегородки (продольные или поперечные) и каркасы, служащие основой для сборки трубной системы.

Трубные решетки изготовляют из листовой стали, в особых случаях — из меди или других металлов и сплавов. Отобранные по качеству и размерам листы правят на листопрямых вальцах. На выправленных листах размечают контуры для вырезки круга и обработки поверхности под фланцы. Вырезку заготовок для решеток производят автоматической или полуавтоматической газовой или плазменно-дуговой резкой. Вырезанные заготовки обрабатывают по торцу круга и по плоскости прокладки. При изготовлении трубной решетки для многоходового теплообменника чистовой обработке подвергают либо всю ее поверхность, что необходимо для герметичности соединения решетки с крышкой, либо под перегородками крышки выбирается канавка для закладки уплотнительного материала (см. рис. 10-7, а).

После наружной обработки заготовку размечают под сверление отверстий для труб, болтовых соединений и анкерных связей. В зависимости от размещения труб отверстия в решетках сверлят по окружностям или по ромбической сетке.

Для обеспечения соосности и цилиндричности отверстий в трубных решетках и в промежуточных перегородках аппарата отверстия сверлят по кондуктору или пакетом. При сверлении пакетом размечают одну заготовку, после чего решетки и перегородки собирают в пакет и зажимают струбцинами. На радиально-сверлильном станке производят сначала центровку (сверлом малого диаметра) и далее сверление отверстий сверлом проходного диаметра. Диаметр отверстий должен превышать наружный диаметр труб не более чем на 1,5%.

Заготовку труб производят перед механической обработкой. Трубы отбирают по диаметру, длине и качеству. Испытывают трубы на выборку — по несколько штук из каждой партии (до 10%): на растяжение, на загиб и на внутреннее давление — в соответствии с ГОСТ.

Для сборки U- и W-образных теплообменников трубы изгибают по шаблонам на трубогибных станках с электромеханическим, гидравлическим или ручным приводом. В зависимости от диаметра и радиусагиба трубы гнут в холодном или в горячем состоянии, пустыми или для уменьшения овальности в местегиба набитыми сухим песком. Подготовленные трубы обрезают либо на трубоотрезных или токарных станках, либо дисковыми

пилами или абразивными кругами. Перед заведением труб в трубную решетку проверяют зачистку их концов и состояние внешней и внутренней поверхностей. При сборке трубчатки прямые трубы вставляют в отверстие одной решетки и прогоняют по всей длине до другой трубной решетки; U- и W-образные трубы вставляют в отверстия решетки с внутренней стороны трубчатки обоими концами одновременно.

В решетках трубы закрепляют различными способами: развальцовкой, заваркой, запайкой, с помощью втулки на резьбе или с помощью сальников. В теплообменниках широко применяют закрепление труб развальцовкой, так как при этом способе закрепления можно легко заменять трубы в случае появления в них дефектов. Заварка труб применяется в тех случаях, когда в теплообменнике отсутствуют условия для коррозии или требуется особая герметичность. Заварку применяют также при установке трудновальцуемых толстостенных труб или при высоких температурах эксплуатации (500°С и выше). Имеется положительный опыт замены ручной заварки труб полуавтоматической с помощью сварочного пистолета. Для укрепления труб из цветных металлов применяют запаивание. Однако вследствие местных перегревов при этом коробится трубная решетка. Кроме того, прочность крепления при пайке уступает другим способам крепления труб в трубной решетке.

Развальцовка является наиболее распространенным в аппаратостроении способом крепления труб.

Под прочностью развальцовки понимается максимальная осевая сила, выраженная в килограммах на 1 см наружного периметра трубы, которая способна вырвать трубу из гнезда. Если на каждую трубу наружным диаметром d_n (см) приходится площадь трубной решетки f (см²), то при рабочем давлении P (кгс/см²) на погонный сантиметр наружного периметра трубы без учета термических напряжений приходится сила

$$\sigma = \frac{Pf}{\pi d_n}, \text{ кгс/см.} \quad (12-3)$$

Для обеспечения достаточной прочности развальцовки величина σ не должна превышать:

40 кгс/см для концов труб, развальцованных в гладких цилиндрических отверстиях;

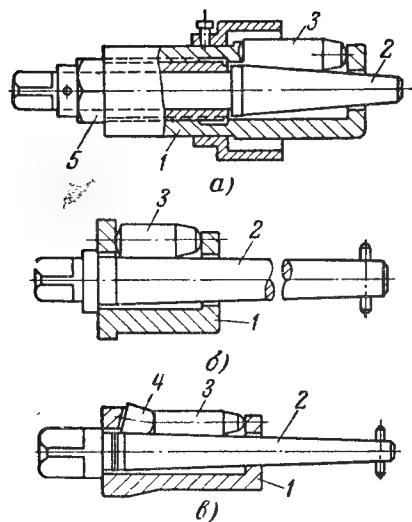


Рис. 12-16. Конструкции вальцовок.

а — винтовая; *б* — самоподающая простая; *в* — самоподающая с бортовочными роликами; 1 — корпус; 2 — конус (веретено); 3 — ролики вальцовочные; 4 — ролики бортовочные; 5 — нажимной винт.

шетки путем раскатки их роликами вальцовки под действием вращаемого конуса (рис. 12-16).

Вальцовки бывают ручные, с пневматическим приводом или с электрическим приводом с гибким валом. По способу подачи конуса они разделяются на винтовые и самоподающие. Винтовые вальцовки (рис. 12-16, *а*) просты в установке и удобны. Однако подача конуса осуществляется в них с помощью нажимного винта периодически, по мере ослабления давления роликов на стенку трубы. Вследствие периодичности действия роликов и уменьшения их давления по мере раскатки винтовые вальцовки редко применяют при массовом укреплении труб в решетках.

Вследствие некоторого перекоса окон для роликов относительно оси конуса самоподающие вальцовки (рис. 12-16, *б* и *в*) как бы «звинчиваются» в трубу при вращении конуса: процесс развальцовки самоподающим инструментом протекает непрерывно при возрастающем давлении роликов на трубу, что обеспечивает высокое

50 кгс/см для концов труб, развальцованных в гладких и цилиндрических отверстиях с последующей отбортовкой труб с одного конца;

70 кгс/см для труб, развальцованных в гладких цилиндрических отверстиях и отбортованных с двух концов.

Под плотностью развальцовки понимается способность соединения сопротивляться гидравлическому давлению воды, заполняющей трубы, выраженному в кгс/см².

Сущность развальцовки заключается в холодной раздаче труб в гнездах трубной

качество и быстроту сборки. На рис. 12-16, *в* показана самоподающая вальцовка с бортовочными роликами. При вращении конуса под действием осевой силы ролики вращаются и передают радиальное давление на стенку трубы. Труба раздается и приходит в соприкосновение со стенкой очка. При дальнейшем вращении конуса давление от роликов передается через стенку трубы на стенку очка. Металл трубы, зажатый между роликами и стенкой очка, деформируется и заполняет промежутки между поверхностями соприкосновения, чем достигается плотность соединения. В процессе развальцовки металл трубы испытывает остаточную деформацию, а прилегающий к трубе металл решетки — упругую. Упругая деформация очка и остаточная деформация трубы создают силы трения между поверхностями, обеспечивающие необходимую прочность соединения.

Для высокого качества развальцовки необходимы следующие условия:

1) металл труб должен быть пластичнее и мягче металла трубной решетки, а последний в результате вальцовки не должен воспринимать остаточной деформации;

2) начальная величина зазора между трубой и стенкой очка должна быть минимальной. Учитывая возможные отступления в размерах труб и отверстий для них, иногда трубы подбирают по очкам индивидуально;

3) поверхности концов труб и стенок очка должны быть чисто обработанными, свободными от масла, ржавчины и других налетов и загрязнений;

4) длина конца трубы, выступающего над трубной решеткой, не должна превышать 5—8 мм для труб диаметром до 32 мм и 10—12 мм для труб диаметром более 32 мм. Отбортовка конца трубы (образование колокольчика) увеличивает прочность и плотность развальцовки;

5) кольцевые канавки на поверхности очка увеличивают прочность развальцовки на 50—70%. Однако изготовление канавок в очке значительно удорожает стоимость работ, и поэтому их выполняют только в особых случаях;

6) полная раздача трубы должна быть достигнута за четыре-пять оборотов корпуса вальцовки;

7) машинная развальцовка обеспечивает большую плотность и прочность, чем ручная;

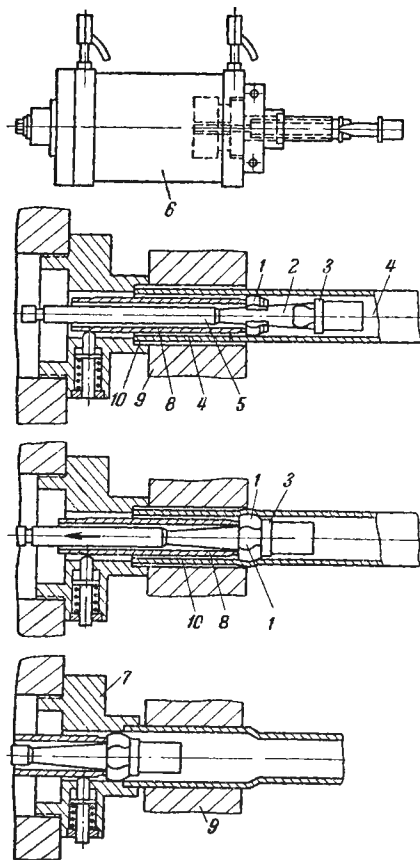


Рис. 12-17. Гидравлическая вальцовка.

1 — подвижные сухари; 2 — конусная часть штока; 3 — упорный болт штока; 4 — труба; 5 — шток; 6 — гидродвигатель; 7 — упорная крышка гидродвигателя; 8 — направляющая втулка; 9 — трубная решетка; 10 — зазор между трубой и трубной решеткой.

8) толщина трубной решетки не должна быть меньше определенного предела, в противном случае прочность вальцовочного соединения снижается.

При развальцовке труб следует следить за тем, чтобы не возникали:

1) недовальцовка, определяемая отсутствием заметного на ощупь характерного перехода, между развальцованной и неразвальцованной частями трубы;

2) перевальцовка, которая определяется по чрезмерной длине колокольчика, а также по раздутости трубы на выходе за трубную решетку;

3) однобокая вальцовка — одностороннее выпучивание трубы на выходе из очка;

4) шероховатость развальцованной части трубы вследствие изношенности роликов вальцовки;

5) подрез трубы по кромкам очка трубной решетки;

6) трещины или разрывы в вальцованной части трубы или в колокольчике.

Дефекты развальцовки следует устранить повторной подвальцовкой (однако не более 2 раз), а в случае необходимости — заменить трубы.

Для укрепления труб развальцовкой применяют также гидравлическую вальцовку (рис. 12-17). Она состоит из направляющей втулки, конического штока с подвижными сухарями и гидравлического двигателя с масляным насосом. Перед началом операции вальцовку вместе с сухарями и направляющей втулкой вводят внутрь трубы. При включении гидравлического двигателя сухари раздвигаются и раздают трубу на величину, обеспечивающую плотное закрепление ее в очке. При таком способе вальцовки на трубу не воздействуют осевые силы, и поэтому отпадает необходимость в раздаче под колокольчик выступающего конца трубы. Масляный насос с баком для масла монтируется на тележке, что делает все устройство компактным и портативным. Гидравлической вальцовкой можно укреплять трубы диаметром от 18 до 150 мм.

Изготовление теплообменников для сверхвысоких давлений

В современной технике широко применяют теплообменные аппараты для работы при высоких и сверхвысоких давлениях. В тепловой энергетике получили развитие котельные агрегаты, паровые турбины и вспомогательное оборудование на давления более 200 ат и температуры выше 500°С. В настоящее время химическое оборудование работает при давлениях до 6000 ат. Толщина стенок некоторых аппаратов достигает 300 мм.

Котельные барабаны, теплообменники и автоклавы со стенками толщиной 70 мм и более изготавливают сварными из листового проката, ковано-сварными цельноковаными. Технология изготовления цельносварных толстостенных аппаратов не отличается от технологии изготовления обычных теплообменников.

Цельнокованные сосуды изготавливают из одного слитка, вес которого определяют с учетом отходов при ковке и механической обработке. При температуре около 700—800°С слитки подают в кузнечно-прессовый цех, где их дополнительно нагревают до 1200—1250°С. Ковку заканчивают при температуре не ниже 800°С. Ковку толстостенных цилиндрических сосудов производится на гидравлических прессах мощностью до 15 тыс. т. После первого нагрева до 1250°С слиток округляют, обрубая его концы и осадкой увеличивают в диаметре. После второго нагрева заготовку подают под пресс для прошивки отверстия строго по центру. Полученную кольцевую заготовку снова нагревают до 1250°С и в несколько приемов расковывают на оправках до получения поковки нужных длины и диаметра. Если днища сосуда отковываются заодно с цилиндром, то концы поковки должны иметь утолщения. Послековки заготовку подвергают

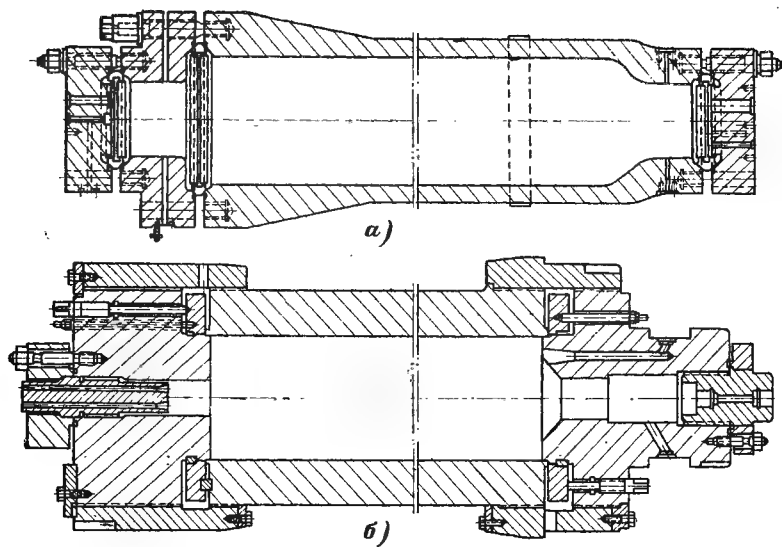


Рис. 12-18. Конвертеры для синтеза аммиака при давлениях 350 ат (а) и 800 ат (б).

высокому отпуску при 600—700°С для снятия напряжений и смягчения металла перед механической обработкой. Механическая обработка заготовки заключается в обточке внутренней и внешней поверхностей, а также в обработке концов под крышки лазов. Кроме того, с обоих концов заготовки отрезают по кольцу, из которых вырезают образцы для испытания металла.

Обечайки ковано-сварных сосудов изготавливают по той же технологии, что и цельнокованные сосуды, с последующей сваркой обечайек поперечными (кольцевыми) швами. Обычно ковано-сварные сосуды сваривают из нескольких отдельно откованных частей.

Целые сосуды из одного куска металла изготавливают также методом раскатки, основанным на оттяжке нагретого до 1000—1100°С металла. Откованную и проштампованную заготовку раскатывают на радиально-валцовочном стане несколькими парами радиально расположенных роликов. Широкого распространения этот способ изготовления толстостенных обечайек не получил из-за сложности оборудования и высокой стоимости обработки.

На рис. 12-18 показаны конвертеры для синтеза аммиака при давлениях 350 и 800 ат. Корпус конвертера выполнен цельнокованным; фланцы отковывают вместе с корпусом или навинчивают в горячем состоянии на цельнокованный кожух. Концы корпуса закрыты коваными крышками, крепящимися с помощью болтов. Фланцы уплотняют мягкой листовой медью или стальными линзовыми прокладками. Корпус конвертера, фланцы, нарезные кольца, крышки, болты и гайки изготавливают из легированных сталей.

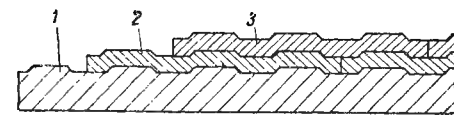


Рис. 12-19. Стенка витого сосуда.

1 — труба-сердечник; 2 и 3 — профилированная лента первого и второго слоя.

В химической промышленности применяют металлические сосуды высокого давления с двухслойными и многослойными стенками с предварительным напряжением металла у внутренней стенки сосуда, что уменьшает вес конструкций. Предварительное напряжение материала у внутренней стенки сосуда создают двумя способами. Первый способ состоит в том, что на сердечник, представляющий собой трубу, накладывают тонкие стальные листы полуцилиндрической формы и сваривают их по образующим цилиндра. Так сваривают несколько слоев. Сжатие при охлаждении сварных швов вызывает необходимое напряжение. Второй способ состоит в том, что на сердечник, выполненный в виде трубы, наматывают по спирали профилированную стальную ленту шириной 50—80 мм и толщиной 5—8 мм до необходимой толщины стенки сосуда. Шаг навивки равен ширине ленты. Стальные полосы профилируют прокаткой, причем профиль имеет три выступа и три впадины, как это показано на рис. 12-19. Витки последующего слоя сдвигают относительно витков предыдущего слоя на $\frac{1}{3}$ ширины ленты, чем достигается полное перекрытие стыков. Так же выполняют фланцы сосуда, применяя полосы со скошенной кромкой. По окончании навивки на концы сосуда насаживают бандажные кольца.

При отношении наружного диаметра к внутреннему до 1,2 и давлении до 300 ат кованые и витые сосуды примерно равноценны; при отношении диаметров от 1,2 до 2 витые сосуды выдерживают в 1,5 раза большее давление, чем кованые. Отходы при изготовлении витых сосудов составляют 5%, при производстве кованых сосудов — 50%.

Затворы аппаратов высокого давления делятся на две группы: без самоуплотнения, когда действием давления среды уменьшается давление между поверхностями уплотнения, и с самоуплотнением, когда действие давления среды способствует лучшему прилеганию поверхностей уплотнения. В конструкции самоуплот-

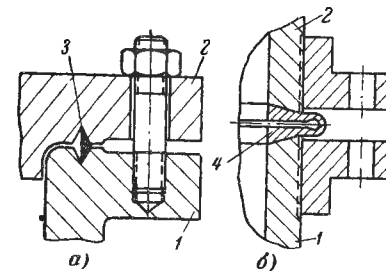


Рис. 12-20. Затворы аппаратов высокого давления с самоуплотнением.

а — с кольцом; б — с линзой.

нящихся затворов предусматривается уменьшение предварительного напряжения болтов в момент сборки и использование внутреннего давления среды для уплотнения мест разъема. На рис. 12-20 показаны уплотнения с кольцом треугольного сечения и с самоуплотняющейся линзой, основанные на пластической деформации, происходящей под действием силы стягивающих болтов и внутреннего давления среды. Недостаток этих затворов состоит в большой затрате времени на закрывание аппарата и в необходимости больших сил для затягивания болтов.

Имеются конструкции самоуплотняющихся затворов, в которых для быстроты закрывания аппарата и снижения величины необходимой стягивающей силы используются высокая эластичность прокладочного материала, уменьшение площади уплотняющей поверхности, увеличение отношения силы в уплотнении к стягивающей силе путем выбора надлежащей конфигурации уплотняемой поверхности, действие давления внутри аппарата на уплотняющие детали затвора [Л. 7].

12-4. УГЛЕГРАФИТОВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Для работы с коррозионноактивными веществами наряду с металлическими применяют теплообменники из неметаллических материалов [Л. 41]. Так, из пропитанного графита и графитопластов изготавливают кожухотрубчатые, пластинчатые и блочные теплообменники, теплообменники «труба в трубе», оросительные холодильники и абсорберы, печи синтеза хлористого водорода, выпарные аппараты.

Коэффициент теплопередачи теплообменников из пропитанного графита равен практически таковому стальных теплообменников. Теплообменники из графитопластов характеризуются более низким коэффициентом теплопередачи. Все теплообменники из углеграфитовых материалов работают при сравнительно низких температурах ($150-170^{\circ}\text{C}$) и давлениях (от 2 до $5-10\text{ ат}$). Теплообменники с двойными трубами и кожухотрубчатые изготавливают поверхностью до $200-250\text{ м}^2$, а пластинчатые — до 20 м^2 .

Кожухотрубчатые теплообменники, изготовленные из углеграфитовых материалов, аналогичны по конструкции теплообменникам из металлических материалов и очень компактны. В этом их существенное преимущество перед теплообменниками, выполнен-

ными из других неметаллических материалов. Различают два типа кожухотрубчатых теплообменников из углеграфитовых материалов.

1. Теплообменники, в которых из углеграфитового материала выполнены трубы, трубные решетки и крышки, а кожух — из стали. В этом случае предусматривают возможность свободного теплового расширения графитовых и стальных элементов, коэффициент рас-

ширения которых различен (обычно сальниковые устройства или «плавающая головка»). Такие теплообменники пригодны для процессов, в которых одна из сред коррозионноактивна, а другая — нейтральна, например соляная кислота и водяной пар.

2. Теплообменники, полностью изготовленные из углеграфитовых материалов. В этом случае применение компенсационных устройств не обязательно, и обе участвующие в теплообмене среды могут быть коррозионноактивными.

На рис. 12-21, а и б показаны графитовые кожухотрубчатые теплообменники со стальным кожухом и плавающей головкой. Эти конструкции применяют при необходимости изготовления теплообменников с большой поверхностью теплообмена или в случае работы аппарата под вакуумом. Длина труб в теплообменнике достигает 4 м, длина теплообменника 5,2 м, диаметр 1200 мм, поверхность теплообмена — до 215 м^2 , максимально допустимое давление в аппарате — до 5 ат.

На рис. 12-21, в показан графитовый кожухотрубчатый теплообменник, работающий по принципу падающей пленки. Аппарат состоит из нескольких трубчатых элементов с поверхностью теплообмена $1,5\text{ м}^2$ каждый, устанавливаемых один над другим. Число элементов в одном аппарате принимают от 2 до 10. В верхней части каждого элемента на концы труб устанавливают колпачки с прорезями, обеспечивающие образование пленки из жидко-

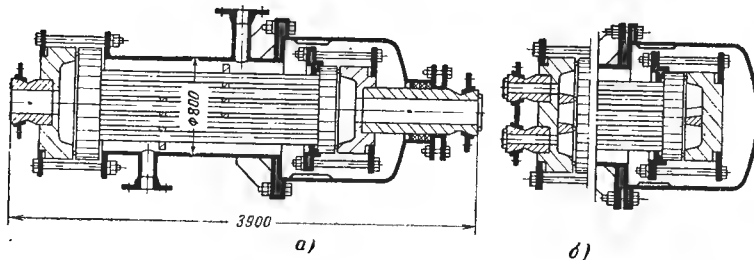
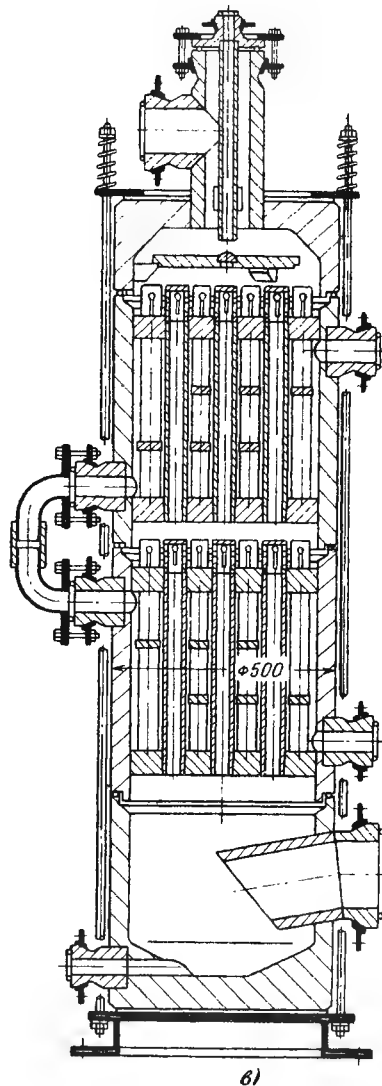


Рис. 12-21. Кожухотрубчатые графитовые теплообменники.

а — одноходовой с металлическим кожухом; б — двухходовой с металлическим кожухом; в — кожухотрубчатый с графитовым кожухом.



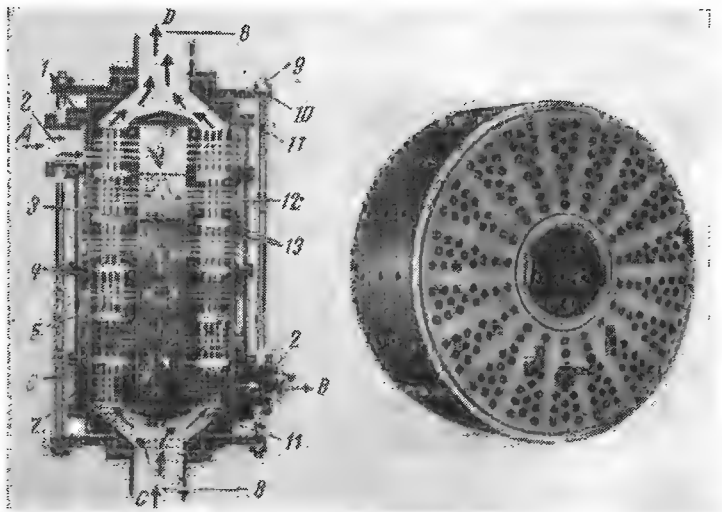


Рис. 12-22. Графитовый теплообменник из круглых блоков.

a — общий вид; *б* — графитовый блок; 1, 9 — стальные стяжки; 2, 8 — графитовые штуцеры; 3, 4 — графитовые прокладки; 5 — стальной кожух; 6, 7, 11, 12, 13 — графитовые элементы; 10 — графолитовые крышки.

сти, стекающей по внутренней поверхности трубок. Жидкость движется сверху вниз, проходя последовательно через все элементы аппарата. Второй теплоноситель поступает в межтрубное пространство последнего элемента и переходит из одного элемента в другой по соединительным каналам. Тепловая компенсация в аппарате осуществляется с помощью металлических пружин, установленных под гайками металлических связей, стягивающих верхнюю и нижнюю крышки.

Блочный теплообменник из цилиндрических блоков показан на рис. 12-22. В блоках просверлены каналы малого диаметра (от 8 до 18 мм) в осевом и радиальном направлениях, в центре блока — отверстие большого диаметра по его оси. Теплообменник собирают из группы блоков, число которых зависит от величины поверхности теплообмена. Блоки устанавливают один на другой с кольцевыми прокладками между ними, снаружи надевают стальной кожух, сверху и снизу устанавливают крышки из «графолита» и чугунные плиты, после чего весь комплект соединяют с помощью стальных стяжек, проходящих через отверстия в верхней и нижней чугунных плитах.

Жидкость, подаваемая через штуцер *A* в наружном кожухе, проходит по радиальным каналам первого блока в центральный осевой канал, а из него по радиальным каналам второго блока в наружный кольцевой канал и далее по радиальным каналам третьего блока в центральный осевой канал и далее вплоть до выходного штуцера. Через штуцер *C* по осевым каналам движется второй кор-

розионно активный теплоноситель, проходящий прямолинейно и последовательно через все блоки.

К преимуществам этих аппаратов относится сравнительная простота их изготовления. Аппараты могут быть собраны без применения замочков и клеев, они прочны и надежны в работе, легко разбираются и обеспечивают интенсивный теплообмен. Блочные теплообменники изготовляют из цилиндрических и прямоугольных блоков. Давление в аппарате допускается в пределах до 6 ат, число блоков — от 2 до 20. Поверхность теплообмена аппарата может достигнуть 42—50 м².

Если обе жидкости, участвующие в теплообмене, коррозионно-активны, наружный стальной кожух гуммируют или защищают другим материалом с внутренней стороны. Наружный кожух также можно изготовлять из графита.

12-5. УПЛОТНЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ, ФЛАНЦЕВЫХ И САЛЬНИКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Плотные разъемные сочленения частей сосудов выполняются с помощью резьбовых, фланцевых с прокладкой и сальниковых с набивкой соединений. Самым распространенным из них в теплообменных аппаратах является фланцевое соединение.

Муфтовые соединения наиболее часто применяют для соединения труб. Они состоят из нарезанной муфты и контргайки. На конце одной из труб нарезают длинную резьбу («сгон»), на которую сначала навинчивают контргайку и муфту. Затем стыкуют концы двух труб и муфту перегоняют на другую трубу до упора в последних витках ее резьбы и поджимают контргайкой. Плотность резьбового (обычно с трубной резьбой) соединения достигается посредством льняной пряжи, намотанной на резьбу и смазанной свинцовыми белилами, суриком или другой масляной краской. Сами по себе обычные трубные и метрические резьбы, без дополнительных уплотняющих материалов, плотности не обеспечивают. Только коническая резьба по ГОСТ 6211-52 обеспечивает плотность соединения без уплотнительных материалов. Резьбовые муфтовые соединения применяют в трубопроводах низкого давления (не более 5—6 ат) для воды, пара и других неагрессивных сред.

Герметичность разъемных фланцевых соединений достигается путем применения прокладок, изготовляемых вырубкой или вырезкой в виде колец из картона, парусины, кожи, фибры, паранита, резины, пластмасс, металлов и других материалов. Выбор материала зависит от свойств и параметров уплотняемой среды и

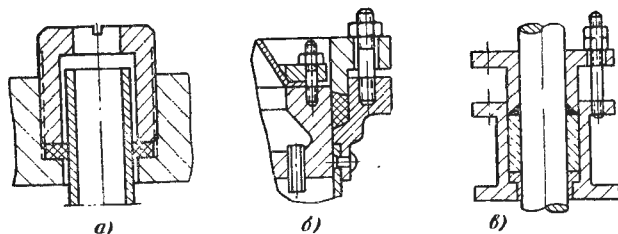


Рис. 12-23. Сальниковые уплотнения.

a — труба в грубой решетке; *б* — трубная решетка в корпусе;
в — шток в вентиле.

Прокладки для фланцевых соединений теплообменников
и трубопроводов низкого, среднего и высокого давлений

Прокладочные материалы	Предельное рабочее давление, ат	Предельная температура, °C	Толщина проклад-ки, мм	Примечание
Для воды				
Парусина	1,5	50	0,3—0,6	Ставится на белилах или сурике То же в виде сплетенных плоских колец, ГОСТ 10379-65 ТУ 233-54р ГОСТ 6877-54
Пенька	3,0	40	2—6	
Резина сплошная	3,0	40	4 6	Предварительно пропитывается в масле Применяется в виде приготовленной ленты или накладывается на металлическую сетку ГОСТ 481-58. Размеры листов от 300×400 до 1 200×1 500 мм ТУ В69-50р
Резина с парусиновой прокладкой	6,0	60	3	
Картон технический	16,0	120	0,2—3	Горелчатые Зубчатые или линзовые
Паста «Феникс»	25	200	До 5	
Паранит У и УВ	40	375	0,3—6	ГОСТ 1850-58; прокладки толщиной более 4 мм ставить не рекомендуется ГОСТ 1779-55; выпускается квадратного и круглого сечения скручиванием отдельных нитей, содержащих примесь хлопка
Паранит УВ-10 (вулканизированный)	40	375	1,5—3	
Малоуглеродистая сталь	50	Не ограничена	3—4	ГОСТ 1779-55; выпускается квадратного и круглого сечения скручиванием отдельных нитей, содержащих примесь хлопка
Никель	100	275	—	
Сталь 1Х13	250	Не ограничена	3—4	ГОСТ 1779-55; выпускается квадратного и круглого сечения скручиванием отдельных нитей, содержащих примесь хлопка
Для пара				
Асбест листовой АС	1,5	600	до 12	ГОСТ 1779-55; выпускается квадратного и круглого сечения скручиванием отдельных нитей, содержащих примесь хлопка
Асбест шнуровой сухой	1,5	600	3—25	

условий работы аппарата. Для давлений до 16 кгс/см² применяют прокладки толщиной 2 мм, для более высоких 0,5—1 мм.

До установки на место каждая прокладка подвергается осмотру. Не допускаются прокладки со следами излома, морщинами и трещинами. Прокладки из листовых материалов вырезают, как правило, из одного куска материала. Для аппаратов больших диаметров иногда применяют прокладки, стыкованные косыми срезами по толщине прокладки на длине не менее 50 мм. Кроме листовых материалов, для изготовления прокладок применяют шнуровые материалы: плетеную пеньку, асбестовые и резиновые шнуры, стыкуемые также косым срезом. Перечень основных материалов прокладок приведен в табл. 12-4.

Гладкая поверхность плоскостей фланцев допускается при давлении до 25 кгс/см², соединение «шип—паз» — до 100 кгс/см², а соединение «выступ—впадина» в случае стальных зубчатых прокладок — до 200 кгс/см². В трубопроводах с давлением выше 50 ат применяются обычно стальные зубчатые и линзовые прокладки [Л. 4].

При значительных термических изменениях длины труб в теплообменных аппаратах применяют сальниковые уплотнения между подвижной трубной решеткой и кожухом аппарата или сальниковое уплотнение труб в трубных решетках. Сальниковые уплотнения применяют также для предотвращения просачивания среды через зазоры, образуемые вращающимися деталями и удерживающими их элементами аппарата (шток и крышка в запорной арматуре, мешалка и корпус в механическом реакторе и т. д.). Сальниковое устройство состоит из корпуса и нажимной втулки (рис. 12-23), ко-

Прокладочные материалы	Предельное рабочее давление, ат	Предельная температура, °С	Толщина прокладки, мм	Примечание
Паста «Феникс»	15	200	До 5	См. прокладки для воды
Паранит	40	375	0,3—2	
Паранит У	50	450	0,3—2	
Картон латексный	50	425	1—2	
Паранит УВ	60	425	1—2	ТУ-1369-50р
Малоуглеродистая сталь	100	500	До 3	Гофрированные
Сталь X18H9T	300	510	До 4	ГОСТ 7350-55; зубчатые и линзовые
Для нефтепродуктов				
Картон технический	10	30	0,2—3	ТУ/ПО НКХП 233-Н
Бумага чертежная	10	80	0,2—3	ГОСТ 597-56; пропитывается маслом
Фибра	15	80	1—1,5	ТУ НКБЛ 21 и 34—41
Паранит УВ маслоупорный	75	350	1—1,5	
Для агрессивных сред				
Резина кислото-щелочестойкая 1-й группы	6	50	3—6	ТУ 233-54р
Целлюлоза	6	80	1—3	Пропитывается водой
Полиизобутилен	—	40	1—3	—
Полихлорвиниловый пластикат	6	60	1—3	ТУ МХП 2024-49
Текстолит МА	25	100	1—3	ТУ МХП 488-50
Фторопласт-4	25	250	1—3	ТУМ 162-54
Свинец	6	140	2—3	ГОСТ 3778-65
Алюминий	25	150	1—3	ГОСТ 11070-64

торой зажимается мягкая набивка, располагаемая вокруг детали, имеющей свободу поступательного или вращательного движения.

Материалом сальниковых набивок служат хлопчатобумажные и асбестовые волокна, графит и мягкие металлы. К сальниковым материалам предъявляют следующие основные требования: высокая стойкость против влияния среды при соответствующих температурах и давлениях; отсутствие под их воздействием следов меха-

Т а б л и ц а 12-5

Набивочный материал для теплообменников, арматуры и трубопроводов

Характеристика набивки	Рабочая среда	Предельные		Форма сечения	Стандарты, преискурранты или технические условия
		давление, кгс/см²	температура, °С		
Пеньковая тальковая графитированная «Универсаль»	Горячая и холодная вода	3	130	Квадратная и круглая	ГОСТ 10330-63
Льняная просаленная «Нептун»	То же	160	100	То же	ТУ МХП № 416-Н
Асбестовая просаленная «Специаль»	Горячая вода и насыщенный пар	25	300	» »	ТУ МХП № 407-Н
Асбестовая просаленная с графитом и медной проволокой «Рациональ»	Перегретый пар	45	400	Квадратная	ТУ МХП № 415-Н
Асбестовая просаленная с графитом, медной и свинцовой проволокой «Циклон»	То же	65	500	Квадратная	—
Коллоидальный графит	» »	140	510	—	ГОСТ 4596-49
Пеньковая просаленная черная	Минеральные масла, нефть	65	100	Квадратная и круглая	ПҚ № 55530
Свинец	Кислота	1,5	—	—	Изготавливается на месте
Асбестовая, пропитанная маслом с графитом «Термопласт»	Перегретый пар, слабые растворы кислот, щелочей, газы	—	—	—	То же
Фторопласт-4	То же	100	250	—	» »

489 Примечание. Условия применения сальниковых набивок, характеристики их, размеры и технические условия изготовления, приемки и испытаний определяются ГОСТ 5152—66.

нического износа на уплотняемых поверхностях; устойчивая эластичность и химическая инертность по отношению к уплотнительному устройству. В табл. 12-5 приведены основные виды и области применения набивочных материалов.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Какие сосуды подлежат надзору Инспекции Госгортехнадзора и какие существуют исключения?
2. Области применения и особенности конструирования и монтажа чугунных теплообменников.
3. Перечислите последовательность основных операций при изготовлении стального теплообменника из прокатных материалов.
4. Опишите технологию изготовления цилиндрического кожуха.
5. Какие способы контроля качества сварных соединений Вы знаете?
6. Нарисуйте формы обработки кромок свариваемых листов в зависимости от их толщины.
7. Назовите основные требования Госгортехнадзора к сварным теплообменникам.
8. Как изготавливают выпуклые днища?
9. Как изготавливают линзовые компенсаторы?
10. Нарисуйте основные конструкции фланцев для трубопроводов и корпусов аппаратов.
11. Опишите последовательность изготовления трубчатой системы теплообменника.
12. Чем достигаются и определяются прочность и плотность крепления труб в трубной решетке?
13. Перечислите условия для качественной развальцовки труб и виды брака при развальцовке.
14. Как изготавливают сосуды для сверхвысоких давлений? Способы их уплотнения?
15. Как изготавливают углеграфитовые теплообменники?
16. Способы и материалы для обеспечения герметичности разъемных соединений в теплоиспользующих установках.

Глава тринадцатая

МОНТАЖ, ИСПЫТАНИЕ И ПРИЕМКА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

13-1. СБОРКА ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Сборка теплообменников на заводе-изготовителе до поступления к месту монтажа необходима для подгонки и выверки деталей, а также для проведения гидравлического испытания.

Детали и узлы аппарата, подготовленные к сборке, направляют после прохождения технического контроля

на монтажный участок. Технологическая схема сборки может быть основана на операциях сборки как отдельных деталей, так и мелких и укрупненных узлов. Сборка изделия из укрупненных узлов обеспечивает повышенную точность монтажа и высокую производительность труда, а также хорошее использование площадей и подъемно-транспортных механизмов.

Для удобства сборочных работ и соответствия последовательности сборки аппарата технологической карте детали и узлы маркируют условными обозначениями по порядку их поступления. Для сокращения сроков сборки и повышения производительности труда необходимо: оборудовать участок подъемно-транспортными устройствами, разработать приспособления для вращения, кантовки, зажимания, упора, прихватки, измерения, контроля и испытания узлов и изделий, а также иметь необходимые электрические и пневматические инструменты.

В качестве примера ниже приведена технологическая схема изготовления элемента теплообменника типа «труба в трубе» (рис. 13-1 и 13-2). Спецификация основных узлов и деталей теплообменника приведена в табл. 13-1 [Л. 76].

По показанной на рис. 13-2 технологической схеме теплообменник типа «труба в трубе» собирают на сборочном участке как из отдельных деталей, так и из узлов.

Заготовка материала. После приемки по сертификатам на заготовительный участок поступают со склада прокат и трубы следующих марок и размеров:

1. Листовая аустенитная сталь Х18Н9Т толщиной 28 мм для изготовления фланцев к внутренним трубам и калачам (поз. 1 и 12).
2. Листовая углеродистая сталь Ст. 3 толщиной 16 и 20 мм для изготовления фланцев к штуцерам наружной трубы (поз. 4 и 11).

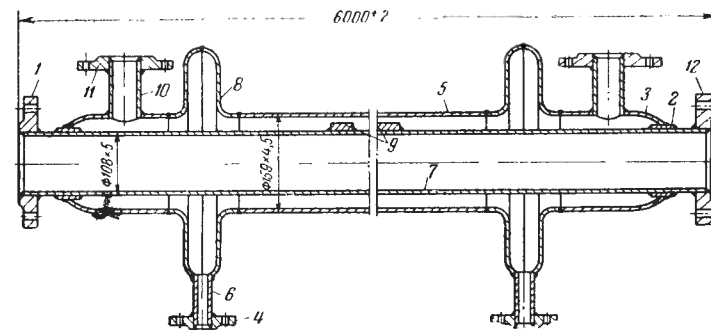


Рис. 13-1. Элемент теплообменника «труба в трубе»

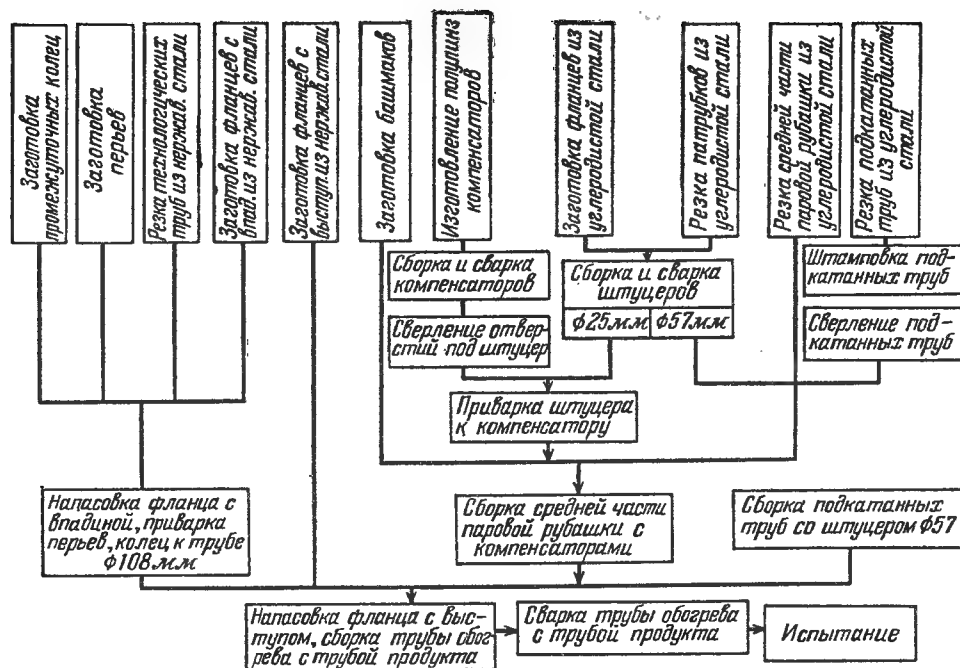


Рис. 13-2. Технологическая схема изготовления теплообменника «труба в трубе».

Таблица 13-1

Спецификация к рис. 13-1

Позиции	Наименование детали	Марка стали	Количество на одно изделие, шт.	Позиции	Наименование детали	Марка стали	Количество на одно изделие, шт.
1	Фланец диаметром 220×110 мм	X1879T	1	7	Труба диаметром 108×5 мм	X18H9T	1
2	Кольцо	X18H9T	2	8	Линзовый компенсатор	Ст.3	2
3	Подкатанная труба	20	2	9	Перья	X18H9T	9
4	Фланец диаметром 105×25 мм	Ст.3	2	10	Труба диаметром $57 \times 3,5$ мм	20	2
5	Труба диаметром $159 \times 4,5$ мм	20	1	11	Фланец диаметром 160×58 мм	Ст.3	2
6	Труба диаметром $25 \times 2,5$ мм			12	Фланец диаметром 220×110 мм	X18H9T	1

3. Листовая углеродистая сталь Ст. 3 толщиной 4 и 6 мм для изготовления линзовых компенсаторов (поз. 8) и опор.

4. Трубы из стали Х18Н9Т диаметром 108×5 мм для изготовления внутренних труб (поз. 7), калачей и промежуточных колец (поз. 2).

5. Трубы диаметром 159×4,4 мм из стали 20 для изготовления наружных труб (поз. 3 и 5).

6. Трубы диаметром 57×3,5 и 25×2,5 мм из стали 20 для изготовления штуцеров (поз. 6 и 10).

На заготовительном участке листовый материал и трубы разрезают на мерные заготовки, правят и размечают, после чего они поступают на последующую обработку. Заготовки для внутренней трубы из стали Х18Н9Т нарезают по размеченным размерам на трубоотрезном станке. Промежуточные кольца (поз. 2) изготавливают из тех же труб отрезкой по размеру с последующим расширением их на гидравлическом прессе.

Фланцы для внутренних труб вырезают кислородно-флюсовым резак. На токарном станке на фланцах обрабатывают плоскости и внутренний и наружный диаметры, а также вытачивают выступ в одном фланце и впадину в другом для прокладки. Планировку торца выступа производят после приварки его к трубе. Отверстия под болты во фланцах сверлят по кондуктору. На заготовку наружных труб (рубашек) отбирают трубы из стали 20: на трубоотрезном или токарном станке нарезают трубы для деталей поз. 3 и 5 и обрабатывают кромки под сварку.

На прессе с помощью штампа обжимают один конец трубы (поз. 3) и вырезают в нем отверстия под штуцера. Штуцера заготавливают по общепринятой технологии. Напасовку фланца на патрубки, их прихватку и приварку к наружной трубе производят в приспособлениях, обеспечивающих строгую перпендикулярность осей трубы и штуцера.

Заготовки для линзовых компенсаторов вырезают из листового стали Ст. 3 толщиной 4 мм при помощи газового резака или на прессе. Вырезанные диски отжигают и смазывают консистентной смазкой. Двумя последующими операциями их отбортовывают на прессе по наружной и по внутренней кромкам. Для придания половинам линз нужных размеров и для образования фасок под сварку их обрабатывают на токарном станке. Затем обезжиренные в каустики полулинзы промывают и передают на электросварку. После сварки половин в линзах рассверливают отверстия под штуцера и приваривают к ним штуцера (рис. 13-1, поз. 4 и 6). Отдел технического контроля (ОТК) производит наружный осмотр готовых линз и одну десятую часть их проверяет по техническим условиям на компенсирующую способность.

Сборка теплообменника. После прохождения технического контроля трубные заготовки, фланцы, компенсаторы, опоры и другие части аппарата направляют в определенной последовательности на сборочно-сварочный участок. Сборочные стенды должны быть обеспечены приспособлениями и кондукторами, позволяющими выполнять сборку и прихватку монтируемых деталей аппарата «труба в трубе» без применения линейных измерений.

Последовательность сборки аппарата примерно следующая:

1) устанавливают и прихватывают к внутренней трубе (поз. 7 табл. 13-1) первый фланец (поз. 12), представляющий собой одновременно базовую деталь на стенде-кондукторе; после сварки трубу

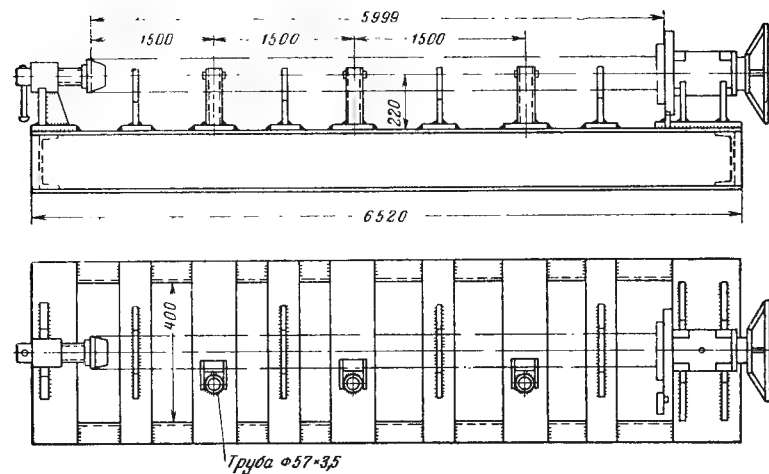


Рис. 13-3. Стенд для предварительной сборки деталей теплообменника «труба в трубе».

с одним фланцем обрабатывают на токарном станке для окончательной доводки плоскости фланца, имеющего впадину;

2) трубу с фланцем возвращают на стенд-кондуктор, где к ней приваривают промежуточные кольца (поз. 2);

3) на трубу (поз. 7) надевают переходный конец наружной трубы-рубашки (поз. 3), после чего к внутренней трубе приваривают перья-распоры (поз. 9);

4) собирают среднюю часть наружной трубы (поз. 5) с линзовыми компенсаторами (поз. 8) и концевыми башмаками (поз. 3, 10 и 11) и прихватывают их электросваркой;

5) на специальном стенде собирают узел внутренней трубы с частью наружной трубы; после напосовки второго фланца на внутреннюю трубу выверяют зазоры и прихватывают все детали и узлы электросваркой;

6) собранный аппарат передают на сварочный стенд (рис. 13-4) для наложения швов на все стыкуемые узлы и детали;

7) после сварки аппарат подают на токарный станок для окончательной планировки второго фланца (поз. 1);

8) персонал ОТК осматривает собранный аппарат и производит гамма-просвечивание и гидравлическое испытание.

Выдерживавший испытание аппарат маркируют, окрашивают, устанавливают на нем временные заглушки и направляют на склад готовой продукции. Данные об изготовлении и испытании заносят в паспорт аппарата и в специальный регистрационный журнал, хранящийся на заводе-изготовителе.

Аппарат, подведомственный Госгортехнадзору, должен иметь наглухо прикрепленную на видном месте его лицевой стороны металлическую пластинку с обозначением:

1) завода-изготовителя аппарата;

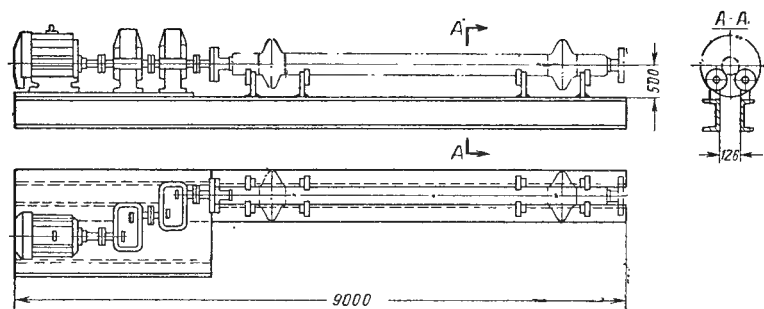


Рис. 13-4. Сварочный стенд.

- 2) номера аппарата по списку завода-изготовителя;
- 3) года изготовления аппарата;
- 4) наибольшего рабочего давления;
- 5) наибольшей температуры стенки, если она превышает 250° С;
- 6) регистрационного номера местной Инспекции Госгортехнадзора (выбирается владельцем сосуда).

Помимо прикрепления к аппарату указанной пластины, завод-изготовитель должен выбить на наиболее массивной части аппарата — штуцере, фланце или других элементах — клейма, содержащие данные пп. 1—4.

13-2. МОНТАЖ ТЕПЛООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ

Организация монтажно-сборочных работ

Монтаж теплообменной аппаратуры производят ремонтно-монтажные бригады предприятия или специализированные организации.

Монтаж сложного оборудования и крупные ремонты должны производиться по проекту ремонтно-монтажных работ, включающему: данные об объеме ремонтных работ, данные о способе ведения работ и их последовательности, расчет потребности в такелажном инструменте, оборудовании и материалах, расчет потребности в рабочей силе; инструкцию по технике безопасности при выполнении работ.

Приемка и хранение оборудования и подготовительные работы должны обеспечивать технически целесообразное, экономное и высокопроизводительное ведение монтажа.

Теплообменная аппаратура, поступающая с завода-изготовителя, тщательно проверяется и принимается в соответствии с технической документацией, включающей паспорт, книгу Госгортехнадзора, инструкцию по монтажу и эксплуатации, перечень запасных частей и инструментов, а также рабочие чертежи запасных и быстроизнашивающихся частей.

Оборудование, предназначенное для хранения, распределяют после очистки от грязи и масла и тщательного осмотра на четыре группы:

1) оборудование, портящееся под действием атмосферных осадков и требующее хранения в теплых закрытых складах: регуляторы, контрольно-измерительные приборы, щиты управления, аппаратура автоматического регулирования, эмалированные, гуммированные и футерованные детали;

2) оборудование, реагирующее на воздействие атмосферных осадков и сырости, но допускающее хранение в закрытых холодных помещениях: аппараты и детали из цветных металлов, арматура, детали трубопроводов, редукторы, мешалки, шнеки, моторы и т. п.;

3) оборудование, реагирующее на воздействие осадков, но допускающее хранение под навесом в условиях переменной влажности и температуры: стальные теплообменники, барабаны и крышки, топочные механизмы, лестницы и площадки, гарнитура;

4) оборудование, которое может храниться на открытых площадках: громоздкая чугунная и стальная аппаратура, металлические конструкции, стальные и чугунные трубы больших диаметров и т. п.

Для предохранения оборудования от атмосферной коррозии все части аппаратуры и механизмов следует покрывать масляной краской или лаком, а детали или части, не подлежащие окраске, — густым слоем консистентной смазки и обертывать плотной бумагой или тканью (шейки валов, вкладыши подшипников и т. п.).

На поступившее для хранения оборудование заводятся карточки, необходимые для строгого учета, проводимого 2—3 раза в год.

Перед началом монтажа производят планировочные и дорожные работы, прокладку вспомогательных трубопроводов и электрического кабеля, установку приспособлений, монтажного и такелажного инструмента.

Теплообменные аппараты доставляются заводом-поставщиком к месту монтажа, как правило, в собранном виде, за исключением аппаратов, размеры которых превышают транспортные габариты.

В зависимости от размера аппараты разделяют на габаритные и негабаритные. Определение «негабаритная аппаратура» применяют в соответствии с определением «негабаритный груз», установленным на железнодорожном транспорте (ГОСТ 9238-59). Негабаритными считаются аппараты, которые при погрузке на подвижной состав, стоящий на прямом пути или проходящий по кривым, выходят за пределы очертания габарита (рис. 13-5). При этом предполагается, что аппараты или узлы не могут быть разобраны для уменьшения их размеров. По определению, данному выше, негабаритная аппаратура не всегда относится к нетранспортируемой. На железнодорожном транспорте в отдельных случаях и в определенных пределах допускаются к перевозке относительно негабаритные грузы. В таких случаях перевозка аппаратов сопряжена с закрытием встречного движения и с другими предосторожностями. Согласно действующим межреспубликанским техническим условиям МРТУ-2-04-10-63 предусматривается перевозка железнодорожным транспортом аппаратов весом до 240 т, диаметром до 3980 мм, длиной до 21 м, а также аппаратов диаметром

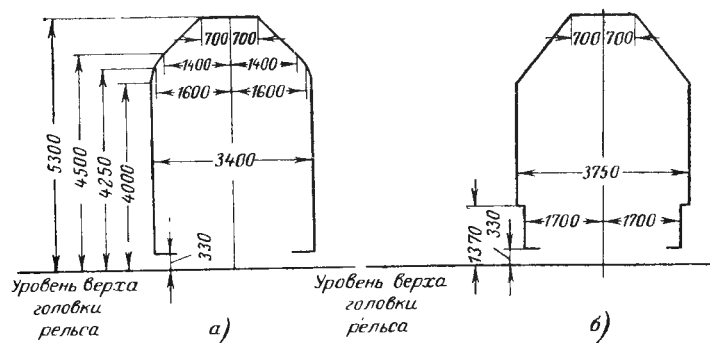


Рис. 13-5. Габарит подвижного состава.

а — допускаемый к обращению по всей сети железных дорог СССР (I-T);
б — допускаемый к обращению на реконструированных участках железных дорог СССР (Т).

от 3915 до 3848 мм и длиной соответственно от 22 до 30 м. Кроме того, согласно тем же условиям с 1/1 1964 г. предусматривается перевозка речным транспортом поряду магистральных водных путей на судах аппаратуры диаметром не свыше 8 м, длиной до 55 м и на плаву аппаратуры диаметром до 10 м, длиной до 100 м.

Сборочные работы на монтаже заключаются в установке аппаратов на фундаменте, установке и присоединении вспомогательного оборудования, присоединении трубопроводов, деталей узлов поступления и отвода продуктов, установке приборов теплового контроля и автоматического регулирования. В процессе монтажа выявляются и устраняются дефекты конструкции и изготовления аппаратуры. Одновременно осуществляется наладка работы деталей и механизмов в целях подготовки аппаратов к эксплуатации.

Проектом производства монтажно-сборочных работ предусматривается обычно следующая последовательность операций сборки:

1. Установка корпуса аппарата на фундамент.
2. Установка греющей поверхности внутри аппарата.
3. Установка обслуживающих площадок и лестниц.
4. Установка элементов, находящихся внутри аппарата (сепараторов, мешалок, распыливающих устройств, регуляторов уровня и др.).
5. Установка крышки аппарата.
6. Подгонка и присоединение всех трубопроводов.
7. Установка арматуры и контрольно-измерительных приборов.
8. Герметизация мест соединения аппарата (крышек, люков, фланцев, сальниковых уплотнений и др.).
9. Присоединение вспомогательных механизмов и устройств.
10. Установка ограждений.
11. Испытание аппарата на герметичность и сдача инспектору Госгортехнадзора.
12. Обкатка механизмов в течение одной рабочей смены.
13. Пробная эксплуатация установки.
14. Проведение теплоизоляционных работ.
15. Сдача установки в эксплуатацию.

Фундаменты аппаратов, установленные на естественном грунте, имеют, как правило, незначительную вибрацию, которая не оказывает влияния на рабо-

ту аппарата и расположенного вблизи оборудования. При установке аппаратов на площадках нужно обращать особое внимание на тщательность балансировки вращающихся механизмов (шквивов, питателей, мешалок и др.), что необходимо для предотвращения значительной вибрации, вредно влияющей на здание или на установленное оборудование.

Глубина заложения фундамента в естественном грунте должна быть не менее глубины его промерзания. В табл. 13-2 приведена глубина промерзания грунтов для районов некоторых городов.

При установке теплообменного аппарата на металлической конструкции ее колонны следует сваривать и собирать по шаблонам и кондукторам с минимальными

Таблица 13-2

Глубина промерзания грунтов, м

Город	Глубина промерзания грунта, м	Город	Глубина промерзания грунта, м
Одесса	0,5	Волгоград	1,4
Минск	0,8	Магнитогорск,	
Киев, Таллин . . .	1,0	Свердловск, Омск	1,6
Москва, Ленинград	1,2		

допусками в размерах (± 5 мм). Установленные и выверенные колонны крепят на фундаментах анкерными болтами. На кронштейнах смонтированных колонн устанавливают неподвижные опоры и подвижные ролики для установки аппарата. После установки корпуса и основных элементов аппарата приступают к монтажу обслуживающих площадок. Коммуникации (паро- и конденсатопроводы, трубопроводы обрабатываемой среды, дренажи, воздушники и др.) монтируют после полной сборки, окончательной выверки и закрепления аппарата на его основании.

Монтаж арматуры и трубопроводов в пределах теплоиспользующей установки

Прокладка готовых труб, фасонных частей и арматуры, а также блоков трубопроводов (при блочной сборке) производится на предварительно установленных опорах

и подвесках. При этом на неподвижной опоре труба должна лежать без зазора на подушке, а хомут должен плотно прилегать к стенке трубы; подвижные опоры не должны препятствовать свободному перемещению трубопровода от теплового удлинения; не должно быть перекосов и заеданий подвижных частей. Шейки роликов подвижных опор должны лежать на всей опорной поверхности гнезда, а подвижная плоскость роликовой опоры — на ролике без зазора; ролики и шарики подвижных опор должны свободно, без заеданий, вращаться в своих гнездах.

Пружинные подвески должны иметь приспособления для регулирования сжатия пружин. Нагрузка пружинных опор при установке на холодный трубопровод не должна превышать 50% максимально допустимой.

После укладки всех деталей или блоков собираемого участка трубопровода производится предварительная сборка фланцевых соединений на болтах без прокладок. Закрепив первое фланцевое соединение, тщательно проверяют параллельность уплотняющих поверхностей при помощи щупа. Окончательное сболчивание всех фланцевых соединений производят после окончания укладки, выверки и сборки на временных болтах отдельных участков трубопроводов. Перед окончательным сболчиванием устанавливают постоянные прокладки.

Для быстрой подгонки стыков под сварку на сварных трубопроводах при укладке труб следует устанавливать подкладные кольца, а если они не предусмотрены, прокладывать лист толщиной, равной величине требуемого зазора между свариваемыми трубами. Закрепив трубы в опорах и удалив заложенные листы, необходимо прихватить трубы между собой, еще раз выверить укладку всего трубопровода и после этого окончательно сваривать отдельные части или блоки.

Стыки для холодного натяга трубопровода располагают вблизи гнутых компенсаторов или самокомпенсирующих гнутых участков трубопровода. Компенсатор должен быть растянут в холодном состоянии на величину, указанную в чертеже. Растяжка компенсатора производится натяжением оставленного для этой цели стыка трубопровода после сварки или закреплением фланцев всех стыков на участке между мертвыми опорами и закреплением до отказа самих неподвижных опор.

13.3. ИСПЫТАНИЕ СОСУДОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ПЛОТНОСТЬ

Испытание для проверки на прочность и плотность аппаратов, работающих под давлением свыше 0,7 ат или под вакуумом, производят одним из следующих способов: гидравлическим испытанием; испытанием керосином; проверкой герметичности водяным паром; пневматическим испытанием; испытанием на герметичность тепчеискателем; испытанием флуоресцеином.

Гидравлическое испытание. В процессе сборки аппарата или всей установки производят отдельно гидравлическое испытание корпусов, трубной системы (если она извлекается из аппарата) и собранного аппарата, а также аппарата со вспомогательным оборудованием на месте эксплуатации.

Правилами Госгортехнадзора установлены следующие нормы испытательного давления для сосудов (кроме цельнолитых): для сосудов на рабочее давление до 5 ат — полуторное рабочее давление, но не менее 2 ат; для сосудов на рабочее давление более 5 ат — 1,25 рабочего давления, но не менее рабочего давления плюс 3 ат; для сосудов, работающих под вакуумом, — 2 ат.

При гидравлическом испытании аппаратов значительных размеров принимают меры против прогиба корпуса при наполнении его водой.

Подготовку и проведение гидравлического испытания корпуса аппарата производят в следующем порядке. После внутреннего и внешнего осмотра и очистки заглушают все отверстия, патрубки, штуцера и люки. Для этого применяют резьбовые пробки и заглушки с резиновыми прокладками, а также крышки для люков и лазов. В отверстия, просверливаемые в верхней части аппарата (обычно в заглушках на штуцерах), или в имеющиеся штуцера ввертывают или вваривают временные ниппеля. Через один ниппель аппарат наполняют посредством шланга водой из водопровода, другой ниппель служит для выхода воздуха из аппарата при наполнении его водой. Третий временный ниппель, устанавливаемый в нижней части аппарата, служит для удаления воды после испытания.

Чтобы поверхность аппарата не запотевала, температура воды должна быть не ниже температуры окружающей среды, но не выше 40° С, чтобы температурные расширения не расстроили вальцовку. Нельзя также производить гидравлическое испытание сосудов водой с

температурой 0° С. Необходимо следить за тем, чтобы в аппарате не оставались воздушные мешки. После наполнения водой аппарат плотно закрывают резьбовой пробкой с резиновой прокладкой. Вместо шланга от водопровода к водяному ниппелю присоединяют шланг от гидравлического насоса или пресса с ручным механическим приводом. На шланге должен быть установлен трехходовой кран для сообщения аппарата с атмосферой и для установки манометра. Приведя в действие насос, в аппарате создают испытательное давление, поддерживаемое в течение 5 мин; за это время показание манометра не должно заметно измениться. Через 5 мин давление в аппарате снижают с помощью трехходового крана до рабочего давления, которое поддерживают в течение всего периода технической приемки аппарата, но не менее 2 ч. При этом производят наружный осмотр аппарата с целью обнаружения нарушений прочности или плотности: вспучиваний в корпусе, разрывов бандажей, трещин в швах или возле отверстий, течи и запотевания в сварных и заклепочных швах и в резьбовых соединениях. Район швов обстукивают молотком весом от 0,5 до 1,5 кг. При испытаниях кожуха с вставленной трубной системой или с жестко закрепленными трубками просматривают плотность вальцовки или других креплений труб. Места с недостаточной плотностью или прочностью отмечают мелом.

Результаты гидравлического испытания признают удовлетворительными, если в течение 2 ч снижение давления по манометру не превышает 5% испытательного давления. Результаты гидравлического испытания заносят в книгу-паспорт аппарата, хранящуюся в ОТК завода.

Для удобства обнаружения мест неплотности в сварных соединениях сварные швы перед испытаниями окрашивают мелом, разведенным на воде, а затем просушивают. В случае неплотности в местах пропусков воды при гидравлическом испытании образуются влажные пятна, видимые на меловом покрытии. Дефектные места в сварных швах вырубает на всю глубину и вновь заваривают вручную электродом с качественной обмазкой. Трубы с признаками неплотности в месте закрепления (течи, слезинки, запотевания) подвальцовывают, подваривают или заменяют новыми. Подвальцовка (не более 2 раз) дает положительный результат только в том слу-

чае, когда деформация трубной доски происходит в пределах упругой области.

После устранения обнаруженных дефектов обязательно проводят повторное гидравлическое испытание в прежнем порядке.

Для создания условий безопасности в процессе работ, связанных с гидравлическими испытаниями и устранением дефектов, все работы производятся при надежной изоляции испытательного стенда от других рабочих мест в цехе. Рабочие, участвующие в испытаниях, обеспечиваются защитными приспособлениями и устройствами: спецодеждой, очками, масками, переносными щитками. Работы по устранению дефектов (подвальцовку труб, вырубку швов, заварку и др.) производят только на сосуде, не наполненном водой, и при атмосферном давлении.

Испытание керосином. Обнаружение течи в аппаратах с трубами, приваренными к решеткам, представляет большие трудности. Гидравлическое испытание водой не дает, как правило, хороших результатов, так как микроскопические трещины в сварных швах обнаруживаются только при испытательном давлении и при рабочей температуре. Создание рабочих условий во время испытаний не всегда осуществимо. В таких случаях хорошие результаты дает гидравлическое испытание трубчатки или всего аппарата керосином. Для обнаружения протекания керосина поверхности трубных решеток и сварных швов сосуда окрашивают меловым раствором и просушивают. Наполненный керосином сосуд выдерживают в течение 30—50 мин. Если по истечении этого времени на покрашенных местах не появятся масляные пятна, плотность швов признается удовлетворительной.

Проверка герметичности водяным паром. При невозможности проведения гидравлического испытания керосином можно рекомендовать проверку водяным паром давлением 0,5 ат. Пар, проникая через неплотности, также образует влажные пятна, хорошо различимые на меловой побелке.

Пневматическое испытание. Если гидравлическое испытание неосуществимо (большие напряжения от веса воды, трудность удаления воды, наличие внутри сосуда футеровки, препятствующей заполнению сосуда

водой), разрешается заменять его пневматическим испытанием с помощью воздуха или инертного газа на такое же испытательное давление, как при гидравлическом способе. Пневматические испытания производят с особыми мерами предосторожности в присутствии лиц, ответственных за их проведение и за технику безопасности.

Основные правила пневматического испытания следующие:

1. Слабые элементы сосуда окрашивают мелом, а сварные швы и разъемные соединения смачивают мыльной водой.

2. Давление в сосуде повышают постепенно до 50% рабочего давления. Если обнаружатся мыльные пузырьки, принимают меры к устранению течи на сосуде, освобожденном от пневматического давления.

3. Дальнейшее повышение давления до испытательного производят ступенями по 10% рабочего давления, с тщательным осмотром в перерывах швов и изменений в меловом покрытии на слабых местах сосуда.

4. Давление в сосуде должно быть немедленно снижено на $\frac{1}{3}$, если в наиболее слабых элементах сосуда появляются признаки текучести металла (слой меловой побелки растрескался и начал осыпаться).

5. Сосуд считается выдержавшим пневматическое испытание, если при его проведении не были замечены текучесть металла и пропуски воздуха в сварных швах и в разъемных соединениях. Если при удовлетворительной герметичности сосуда обнаружены признаки текучести металла, то либо максимальное рабочее давление устанавливают равным 50% испытательного независимо от установленного по проекту, либо сосуд бракуют.

6. Для быстрого выявления пропусков и течи в сварных швах и в разъемных соединениях аппарата рекомендуется производить пневматическое испытание воздухом или газом с примесью аммиака. Если к сварным швам и разъемным соединениям сосуда поднести смоченный в соляной кислоте жгут, то образование белого дыма указывает на наличие течи и пропусков.

Испытание течейскалем. Установки и аппараты, работающие под разрежением, должны удовлетворять требованиям высокой герметичности. Вакуумные испытания аппаратов и установок производят при помощи течейскалей.

Перед испытанием отверстия смонтированного аппарата или установки герметически закрывают пробками или заглушками на высококачественных прокладках. После этого производят предварительное испытание на герметичность воздухом или инертным газом под давлением, соответствующим техническим условиям. Затем устраняют неплотности в швах и в уплотняющих соединениях, обнаруженные обмыливанием. Убедившись в отсутствии видимых утечек, приступают к откачке из аппарата или установки воздуха вакуум-насосом. По достижении постоянного рабочего вакуума дальнейшее определение мест проникновения воздуха производят теческательем.

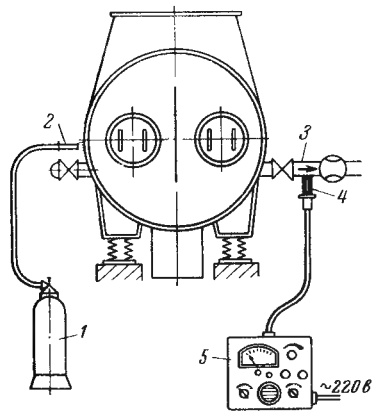


Рис. 13-6. Схема галоидного теческателья.

1 — баллон с фреоном; 2 — сопло; 3 — трубопровод для отсоса воздуха; 4 — датчик; 5 — измерительный прибор.

В качестве примера рассматривается работа галоидного (ионизационного) теческателья. Принцип его действия основан на эффекте эмиссии положительных ионов, испускаемых раскаленной платиной, резко возрастающем в присутствии паров галоидов. Этот эффект заметен при парциальном давлении паров галоида порядка 10^{-8} мм рт. ст.

Схема устройства для отыскания неплотностей в сосудах, работающих под глубоким вакуумом, показана на рис. 13-6. Газ, содержащий галоид, находится в сжатом состоянии в баллоне 1, из которого он выходит через редукционный клапан, гибкий шланг и сопло 2. Струю выходящего из сопла газа направляют на места, где предполагается наличие неплотности. Если она действительно имеется, газ проникает в сосуд, а затем достигает трубопровода 3 для отсоса воздуха. Датчик 4 галоидного теческателья целесообразно располагать в этом трубопроводе возможно ближе к сосуду, что обеспечивает быстрое и надежное обнаружение газа, содержащего галоид. Появление последнего в датчике вызывает отклонение

стрелки микроамперметра, включенного в электрическую схему измерительного прибора 5, соединенного с датчиком при помощи бронированного кабеля. Измерительный прибор смонтирован в общем корпусе с усилителем и устройством для подключения к сети. В качестве вещества, содержащего галоид, хорошо зарекомендовал себя фреон-12 (CF_2Cl_2). Малые его концентрации внутри сосуда дают резкое повышение эмиссии ионов, испускаемых раскаленной платиной.

Испытание флуоресцеином. Одним из самых надежных и быстрых современных методов обнаружения неплотности в аппаратах, предназначенных для работы под вакуумом, является люминесцентный метод с использованием флуоресцеина (диоксифлуорана) $\text{C}_{20}\text{H}_{12}\text{O}_{15}$ — органического соединения (красный кристаллический порошок), слабо растворимого в воде. Флуоресцеин легко смывается водой, нетоксичен, коррозионно не активен, в щелочных растворах сильно флуоресцирует. Применение его при испытании конденсаторов тепловых электростанций подтвердило возможность обнаруживать неплотности, остающиеся незамеченными при гидравлическом испытании.

После остановки турбогенератора из водяных камер конденсатора спускают оставшуюся в них воду, а паровое пространство конденсатора заполняют конденсатом. Через люк или штуцер в конденсатор заливают раствор флуоресцеина. Наиболее благоприятная концентрация флуоресцеина в воде — 7—10 мг/л. После заполнения парового пространства конденсатора раствором флуоресцеина облучают трубные решетки и другие места возможных неплотностей переносной ультрафиолетовой лампой. Вода, содержащая флуоресцеин, светится под действием ультрафиолетового облучения ярким желто-зеленым светом, отчетливо выявляя малейшие неплотности на обследуемой поверхности. Во время облучения поверхности ультрафиолетовыми лучами вблизи не должно быть белого света, так как при этом эффект свечения флуоресцеина резко снижается. Качество контроля плотности повышается при увеличении давления воды в испытываемом объеме до 1—2 ат.

Для ультрафиолетового облучения можно пользоваться люминесцентными минералоскопами, оборудованными медицинской ртутно-кварцевой лампой и ультрафиолетовым фильтром.

Значение тепловой изоляции

Теплообменные аппараты и установки, а также вспомогательное оборудование к ним и трубопроводы, наружная стенка которых имеет температуру выше 50 или ниже 0°С, после монтажа, наладки и приемки должны быть покрыты тепловой изоляцией.

Назначение тепловой изоляции:

- а) уменьшение потерь тепла и теплопритоков (в холодильных установках);
- б) поддержание требуемой температуры технологического процесса при наименьших затратах энергии;
- в) повышение производительности технологического оборудования вследствие стабильности теплового режима;
- г) создание нормальных санитарно-гигиенических и безопасных условий труда путем сохранения нормальной температуры в рабочих помещениях и предохранения обслуживающего персонала от ожогов;
- д) выравнивание температур внутренней и наружной поверхностей установки, что способствует устранению запотевания поверхности и снижению температурных напряжений в аппаратах;
- е) защита стенки сосуда от влияния внешней коррозии и, следовательно, продление срока службы оборудования;
- ж) в холодильной технике — длительное сохранение продуктов.

Свойства теплоизоляционных материалов

К теплоизоляционным материалам предъявляют следующие основные требования [Л. 90]:

1. Низкая теплопроводность. По величине коэффициента теплопроводности λ при температуре 100°С теплоизоляционные материалы разделяются на четыре группы:

Класс	λ , ккал/м·ч·град
А	$\leq 0,07$
Б	0,07—0,10
В	0,11—0,15
Г	0,16—0,18

2. Малый объемный вес. Объемный вес изоляционных материалов находится в пределах от 100 до 400 кг/м³. Материалы с малым объемным весом отличаются, как правило, низкой прочностью, что требует усиленной конструкции защитного покрытия. Общий вес изоляции и конструкции защитного покрытия не должен превышать 650 кг/м³ в стационарных установках, 250 кг/м³ в передвижных.

3. Низкая гигроскопичность и способность мало набухать при погружении в воду: с увеличением влажности увеличиваются теплопроводность и объемный вес изоляции и снижается ее прочность. Насыщение влагой изоляционных материалов, предназначенных для работы при температуре ниже 0°С, имеет большое значение, так как коэффициент теплопроводности льда (1,9 ккал/м·ч·град) почти в 4 раза больше коэффициента теплопроводности воды (0,5 ккал/м·ч·град) и в 40 раз больше коэффициента теплопроводности стеклянной ваты (0,039 ккал/м·ч·град).

4. Высокая теплостойкость (способность материала выдерживать многократные резкие изменения температуры), высокая температуростойкость, т. е. способность сохранять свойства под воздействием высоких температур, и высокая морозостойкость.

5. Прочность; прочность теплоизоляционной конструкции может быть повышена устройством каркаса и наложением специальных укрепляющих слоев, а также созданием прочного отделочного наружного слоя.

6. Низкие воздухо(газо)- и паропроницаемость; газы или пары вызывают, кроме охлаждения, увлажнение, коррозию и разрушение стенки аппарата и изоляционных конструкций.

7. Низкая коррозионная агрессивность; изоляционный материал не должен вызывать коррозии оборудования и крепления или способствовать ей.

8. Высокая биостойкость: изоляционный материал должен быть устойчив против гниения, не должен способствовать развитию микроорганизмов и насекомых, а также не должен быть съедобным для грызунов.

9. Отсутствие специфического запаха и невосприимчивость к запахам (важно для холодильников пищевой промышленности).

Коэффициент теплопроводности, объемный вес и температура применения теплоизоляционных и огнеупорных материалов

Наименование материала	Объемный вес, кг/м³	Коэффициент теплопроводности	При температуре, °С	Предельная температура применения, °С
Алюминиевая фольга	120—130	0,055	20	550
Асбестит	1 200	0,25	100	100
Асбестовый картон	1 000—14 000	0,135+0,00016 t_{cp}	—	600
Асбестовая ткань	АТ-7	0,106+0,000159 t_{cp}	—	450
	АТ-8			450
	АТ-9			200
Асбестовый шнур	—	0,12+0,0002 t_{cp}	—	220
Асбозурит Д	650	0,16	100	900
Асбозурит ДИ	450	0,08	100	600
Асбозурит Т	850	0,20	100	900
Асбослюда	580	0,12—0,118—0,125	0—50—100	600
Асботермит марки 500	500	0,10—0,115	30—100	600
Асбоцементные плиты	300	0,075	50	450
Бетон	1 900—2 000	0,8—1,1	20	100
Битум	950—1 000	0,26—0,30	20	90
Вата стеклянная	130	0,034+0,0003 t_{cp}	—	450
Вермикулит зернистый обожженный	150	0,09	100	1100

Продолжение табл. 13-3

Наименование материала	Объемный вес, кг/м³	Коэффициент теплопроводности	При температуре, °С	Предельная температура применения, °С
Войлок отопительный	90	0,04—0,05	20	90
Войлок строительный	160	0,04—0,05	20	90
Вулкани́т	400	0,078—0,087	50—100	600
Газобетон теплоизоляционный	400—600	0,095—0,12	25	400
Гипсовая штукатурка	1 600—1 700	0,33	20	100
Диатомит инзенский	650	0,07—0,10	20	1 000
Древесноволокнистые плиты изоляционные	400	0,047	20	100
Изделия из ньювеля	275—300	0,09	200	375
Изделия из совелита	360—380	0,10	200	500
Изделия теплоизоляционные диатомовые	500	0,10—0,16	50—350	900
Камышит	300—400	0,09	20	60
Магнезиальная мастика	1000	0,2	20	100
Минераловатно-асбестовые плиты КЧ	350	0,068	50	160—450
Минераловатные плиты	350	0,065	30	60
Минеральная вата	200	0,045—0,055	30—100	600
Минеральная пробка	325	0,055	20	70
Минеральный войлок	200	0,055	30	60—200

Продолжение табл. 13-3

Наименование материала	Объемный вес, кг/м³	Коэффициент теплопроводности	При температуре, °С	Предельная температура применения, °С
Новоасбозурит марки 600	600	0,12—0,135	30—100	600
Ньювель	350	0,70	50	350
Опилки древесные	150—250	0,05—0,08	20	60
Пенобетон	400	0,085	20	400
Пеностекло	300	0,071	20	300
Полихлорвинил	100	0,050	20	70
Пробковые плиты	260	0,05	20	120
Руберойд	600—800	0,12—0,15	20	50
Слюда щипаная, скрап	275	0,10	100	1 000
Совелит	500	0,085	50	450
Стекловолокно, порошок	590	0,075	30	—
Толь кровельный	500—600	0,15—0,20	20	50
Торфоплиты	220	0,05	0	100
Трепел	800	0,12—0,13	20	800
Цементная штукатурка	1 800	0,85—1,0	20	100
Шамотные огнеупорные изделия	1 900	0,6+0,00055 $t_{ср}$	—	1 670
Шевелин	150	0,04—0,05	20	60
Шлак:				
котельный	700—1 000	0,175—0,245	20	50
доменный	500—900	0,135—0,195	20	50

10. Дешевизна, доступность и хорошая формуемость. Теплоизоляционные материалы отвечают обычно не всем из этих требований. В каждом конкретном случае выбор изоляционного материала и конструкции изоляции следует производить на основе технико-экономических соображений. Некоторые свойства основных теплоизоляционных материалов приведены в табл. 13-3.

Монтаж теплоизоляционных конструкций

По структуре и виду различают: мастичные (сыпучие), штучные (формованные), засыпные (набивные), обертывающие (ватные) изоляционные материалы. В соответствии со свойствами и структурой материалов применяют теплоизоляционные конструкции различных типов (рис. 13-7).

Изолируемая поверхность должна быть очищена от грязи и ржавчины. Если имеется опасность конденсации влаги на поверхности, желательно покрыть ее антикоррозионным слоем.

Из порошкообразных теплоизоляционных материалов — асбослюдающей массы, асботермита, новоасбозурита, ньювеля, совелита и др. — для тепловой изоляции готовится мастика. Будучи затворены водой, эти материалы образуют пластичную массу, удобно наносимую на изолируемую поверхность и способную после просушки затвердевать в прочный теплоизоляционный слой. При нанесении мастичных материалов изолируемая поверхность должна быть нагрета, а вода, применяемая для затворения, должна иметь по возможности низкую температуру, так как это обеспечивает высокое качество изоляции. Теплую воду применяют для затворения массы только в зимних условиях. Мастику наносят на поверхность постепенно, слоями толщиной 10—12 мм по мере их высыхания. Для получения на слое изоляции прочной защитной корки последний (заделочный) слой наносят массой более густой консистенции.

Формованные (штучные) изделия для тепловой изоляции применяются различной конфигурации: для плоских поверхностей — кирпичи, плиты и прямоугольные блоки, а также специальные скорлупы и сегменты. Для закрепления штучных изделий на изолируемой поверхности часто устанавливают крепежные приспособления в виде крюков, штырей, скоб, колец, угольковых упоров,

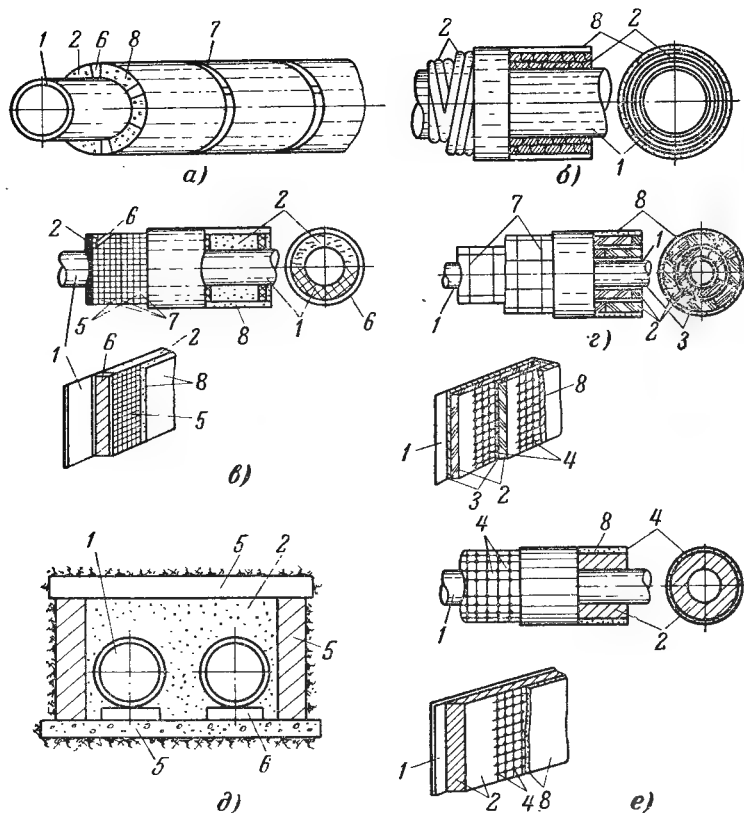


Рис. 13-7. Виды теплоизоляционных конструкций.

a — сборная; *б* — оберточная; *в* — набивная; *г* — из формованных изделий; *д* — литая; *е* — мастичная; *1* — изолируемая поверхность; *2* — теплоизоляционный слой; *3* — подмазка; *4* — каркас; *5* — внешняя ограждающая стенка; *6* — опоры; *7* — металлические крепежные кольца; *8* — отделочный слой.

струн и др. По мере укладки штучные изделия временно обвязывают резиной, а затем закрепляют проволокой. Швы и поверхность каждого штучного слоя обмазывают мастикой.

При производстве изоляционных работ засыпные (набивные) конструкции удобны тем, что могут изготавливаться в сухом виде при любой конфигурации аппаратуры. Засыпные мелкозернистые материалы (торфяная крошка, обожженный вермикулит и др.), а также волок-

нистые материалы (минеральная вата, пенька и др.) наносятся на изолируемую поверхность путем утрамбовки в ограждающем устройстве. Для предохранения изоляционного слоя от самоуплотнения при сотрясениях и вибрациях, а также от усадки под действием веса ограждающих устройств и наружного (отделочного) слоя устанавливают опоры, фиксирующие положение отдельных слоев изоляции и ограждающих стен. По окончании набивки пояса изоляции ограждающую стенку стягивают бандажами из полосовой стали или проволочными кольцами и прикрепляют их к крепежным деталям.

Обертывающие материалы применяют в виде заготовленных по форме поверхности матрацев или рулонов, наматываемых на поверхность несколькими слоями.

Для предупреждения появления трещин в тепловой изоляции оставляют температурные швы, заделываемые асбестовым шнуром или другими мягкими материалами. Для оклейки и обшивки применяют миткаль, марлю, бязь, мешковину и другие хлопчатобумажные ткани. В качестве клеящих веществ используют крахмал, казеин, белую глину и др.

Продолжительность службы изоляционной конструкции в нормальных эксплуатационных условиях составляет: мастичных — 5—10 лет; формованных — 6—8 лет; засыпных — 3—4 года; обертываемых — 5—8 лет. Срок службы тепловой изоляции можно увеличить оштукатуриванием ее магнезиальной мастикой, оклейкой или обшивкой тканью. Для удлинения срока службы оберточного слоя и для предохранения ткани и изоляции от разрушения их покрывают защитным слоем — масляной краской или битумом, а иногда и металлическим кожухом. Если по местным условиям металл теплообменных установок может разрушаться под изоляцией, последняя должна быть съемной.

13-5. РЕГИСТРАЦИЯ И ОСВИДЕТЕЛЬСТВОВАНИЕ АППАРАТОВ И СОСУДОВ

Приемка в эксплуатацию теплоиспользующих установок

Сосуды и аппараты, находящиеся в эксплуатации и подлежащие инспектированию органами Госгортехнадзора, должны периодически подвергаться инспекторским

техническим освидетельствованиям в следующем порядке:

1. Наружный осмотр производится не реже 1 раза в год во время работы аппарата без предупреждения администрации предприятия о времени осмотра. Наружным осмотром определяется состояние аппарата, арматуры, предохранительных и измерительных устройств, правильность его обслуживания, уровень знаний обслуживающего персонала.

2. Внутренний осмотр производится не реже 1 раза в 3 года. При этом выявляется состояние внутренних и наружных поверхностей аппарата или сосуда и его сварных и заклепочных швов, а также действие среды на стенки сосуда. Если конструкция аппарата не позволяет производить внутренний осмотр, сосуд должен быть подвергнут гидравлическому или иному испытанию на прочность и плотность.

3. Испытание на прочность и плотность производится не реже 1 раза в 6 лет с предварительным внутренним осмотром.

Сроки инспекторского освидетельствования могут быть сокращены в зависимости от состояния сосуда. Если сосуд подвергался ремонту с установкой заплат, заменой листов или устранением выпучин либо более года находился в бездействии, то до пуска в работу он должен быть подвергнут досрочному внутреннему осмотру и гидравлическому испытанию.

Сосуды и аппараты, рабочая среда которых представляет опасность для здоровья людей, кроме обычных освидетельствований, подвергаются испытанию на герметичность инертным газом, давление которого на 5% превышает рабочее давление. Администрация предприятия результаты этого испытания заносит в специальный журнал после каждого вскрытия сосуда, но не реже 1 раза в год. Во всех случаях проведения гидравлических испытаний сосуда или аппарата вместе с ними испытываются относящиеся к ним арматура, трубопроводы и вспомогательное оборудование.

Каждой теплоиспользующей установке должен быть присвоен порядковый номер, который должен быть отчетливо обозначен на фронте установки. Вентиляторы, калориферы, электродвигатели и другое вспомогательное оборудование должны иметь номер той установки, с которой они связаны технологическим процессом.

Теплоиспользующие установки, законченные монтажом и прошедшие испытание Госгортехнадзором на прочность и плотность, вводят в промышленную эксплуатацию после приемки их приемочными комиссиями согласно действующим инструкциям. Акт, составленный в результате приемки оборудования, должен быть утвержден организацией, назначившей комиссию.

Принимаемые в эксплуатацию тепловые установки должны быть выполнены в соответствии с проектом и отвечать: требованиям технической эксплуатации, правилам Госгортехнадзора, правилам пользования тепловой энергией, а также нормам по технике безопасности и противопожарной технике. Перед пуском в эксплуатацию теплоиспользующей установки приемочной комиссии должны быть представлены следующие документы:

1) утвержденный технический проект установки с расчетами и объяснительной запиской, согласованный с энергоснабжающей организацией в части соответствия проектного решения выданным техническим условиям на присоединение;

2) исполнительные чертежи и схемы установки со всеми трубопроводами на них под номерами, арматурой и контрольно-измерительными приборами;

3) сводная инвентарная опись оборудования установки;

4) ведомость имевших место отклонений от утвержденного проекта с объяснением причин этих отклонений;

5) паспорт и протокол испытаний оборудования на заводах-изготовителях (если они производились), осмотров и пробных пусков;

6) протоколы гидравлических и тепловых испытаний, проведенных после окончания строительно-монтажных работ на месте установки;

7) шнуровые книги (на оборудование и трубопроводы, подлежащие проверке Инспекцией Госгортехнадзора) с записью инспектора о разрешении на ввод в эксплуатацию;

8) инструкция по эксплуатации и ремонту оборудования;

9) положение о правах и обязанностях должностных лиц, обслуживающих установку;

10) формы технической отчетности и учета.

Полный комплект схем и чертежей тепловых установок хранится в техническом архиве. Оперативные схе-

мы и чертежи установок должны находиться у начальника цеха и ответственного дежурного. До сдачи оборудования в эксплуатацию необходимо создать запас эксплуатационных, ремонтных и аварийных материалов и запасных частей, а также подготовить обслуживающий персонал.

Перед вводом в промышленную эксплуатацию должны быть произведены:

- 1) длительное опробование, наладка и освоение установленного оборудования;
- 2) необходимые тепловые и технологические испытания оборудования для определения надежности, производительности, экономичности и соответствия работы установки гарантийным и проектным данным;
- 3) устранение дефектов, эксплуатационных неудобств и недоделок, обнаруженных приемочной комиссией и обслуживающим персоналом;
- 4) тепловая изоляция и окраска основного оборудования и трубопроводов.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Назовите группы оборудования и правила длительного хранения его на складе.
2. Перечислите основные операции сборки теплоиспользующего оборудования на месте эксплуатации.
3. Назовите виды испытания сосудов на плотность и прочность и поясните их сущность.
4. Назначение тепловой изоляции и основные свойства теплоизоляционных материалов.
5. Как классифицируют теплоизоляционные материалы?
6. Основные виды теплоизоляционных конструкций и продолжительность их службы.
7. Назовите основные виды и сроки освидетельствования сосудов и аппаратов инспекцией Госгортехнадзора.
8. Перечислите основные правила приемки теплоиспользующего оборудования в эксплуатацию.

Глава четырнадцатая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ, РЕМОНТ И ОХРАНА ТРУДА ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

14-1. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

Обязанности дежурного персонала

Техническое руководство эксплуатацией теплоиспользующих установок осуществляется главным энергетиком или главным механиком предприятия, непосредственное

обслуживание оборудования — эксплуатационным персоналом цеха. Эксплуатация теплоиспользующих установок ведется по инструкциям, утвержденным главным инженером предприятия.

В инструкциях указываются: права, обязанности и ответственность эксплуатационного персонала, порядок обслуживания оборудования при нормальной эксплуатации и при авариях, порядок осмотра и ремонта оборудования, мероприятия по технической безопасности и противопожарной технике. Инструкции должны ежегодно пересматриваться с учетом изменений в схемах сетей и оборудования, а также во вновь изданных циркулярах.

К дежурному эксплуатационному персоналу относятся работники промышленного предприятия, обслуживающие посменно вверенные им теплоиспользующие установки. Дежурный персонал должен работать по графику, утвержденному начальником цеха.

При приемке смены дежурный обязан:

а) ознакомиться с производственным заданием, ходом технологического процесса, состоянием и режимом работы оборудования, арматуры и приборов на своем участке и произвести личный осмотр их в объеме, установленном должностной инструкцией;

б) выяснить у сдающего смену, какое оборудование находится в резерве или в ремонте и за каким оборудованием должно быть установлено особо тщательное наблюдение;

в) проверить чистоту рабочего места (оборудования и помещения);

г) проверить и принять инструмент, материалы, ключи от помещений, журналы и ведомости;

д) прочесть в журналах записи и распоряжения за период после своего последнего дежурства;

е) оформить приемку и сдачу смены записью в журнале или в ведомости за подписями сдающего и принимающего смену;

ж) сообщить непосредственному начальнику в смене о вступлении на дежурство и о всех недостатках, замеченных при приемке смены.

Приемка и сдача смены во время ликвидации аварий, производства операций по пуску и остановке оборудования запрещается, а при неисправном тепловом оборудовании допускается только с разрешения начальника цеха или главного энергетика предприятия.

Во время своего дежурства дежурный должен обеспечивать экономичный и надежный режим работы теплового оборудования в соответствии с утвержденным технологическим режимом, оперативными требованиями и производственной программой. При нарушении режима работы или аварии теплового оборудования дежурный обязан немедленно самостоятельно принять меры к восстановлению нормального режима работы оборудования или ликвидации аварийного состояния, используя подчиненный ему персонал, и немедленно сообщить о происшедшем непосредственному начальнику смены. В случае неправильных действий дежурного эксплуатационного персонала представители администрации, ответственные за оборудование, обязаны вмешаться в ликвидацию аварии вплоть до отстранения дежурного и принятия на себя руководства дальнейшим ходом ликвидации аварии и ответственности за него.

Соблюдение эксплуатационного режима

Для соблюдения правильного эксплуатационного режима теплоиспользующих установок необходимы:

- 1) исправность и бесперебойность работы оборудования;
- 2) высокий уровень квалификации обслуживающего персонала;
- 3) обеспеченность необходимыми видами энергии и рациональное ее расходование.

Для бесперебойной работы оборудования необходимы: достаточный резерв основного и вспомогательного оборудования и соблюдение правил технической эксплуатации; своевременное выполнение планово-предупредительных ремонтов оборудования и наличие запасных частей для быстроизнашивающихся узлов и деталей.

Для обеспечения рациональных условий эксплуатации необходимо механизировать обслуживание и ремонт теплоиспользующих установок, а также обеспечить тепловой контроль и автоматическое регулирование процесса, в частности: а) пуск и остановку основного и вспомогательного оборудования; б) поддержание регулируемых параметров постоянными или изменение их по заданному режиму; в) защиту и блокировку оборудования.

Каждый работник из состава дежурного персонала до назначения его на самостоятельную работу по обслу-

живанию теплоиспользующих установок или при переводе на другую работу проходит производственное обучение на курсах и на рабочем месте, а затем сдает экзамен по технической программе для данной квалификации. Программа должна содержать правила технической эксплуатации и ремонта оборудования, правила техники безопасности и противопожарной техники, должностные инструкции и положения о правах и обязанностях. После проверки знаний назначаемый на должность дежурного работник должен пройти стаж исполняющего обязанности (дублера) по месту работы под наблюдением и руководством высококвалифицированного работника.

В процессе работы эксплуатационный персонал должен повышать свои технические знания и периодически, не реже 1 раза в год, подвергаться проверке знаний квалификационной комиссией. Комиссия составляется: для эксплуатационного рабочего персонала — в составе начальника цеха, инженера по технике безопасности и лица, руководящего производственным обучением; для инженерно-технических работников — в составе главного энергетика или главного механика, начальника цеха, инженера по технике безопасности и лица, руководящего производственным обучением; для главных энергетиков и главных механиков — в составе главного инженера предприятия, представителя энергосистемы или ведомства и технического инспектора ЦК профсоюза. Результаты технической проверки знаний фиксируются составлением протоколов и выдачей удостоверений работникам о присвоении им квалификации.

Для обучения способам и приемам быстрого предупреждения и ликвидации неполадок и аварий рекомендуется проведение противоаварийных тренировок на рабочих местах.

Надежность энергоснабжения теплоиспользующей установки обеспечивается бесперебойной и безаварийной работой энергоснабжающих агрегатов и предприятий (ТЭЦ, котельной, воздухоудвонной, кислородной и насосной станций и др.), а также соблюдением графиков выработки и отпуска потребителям электроэнергии, пара, воды, сжатого воздуха, газа, кислорода и т. д.

Теплообменные аппараты должны работать при оптимальном тепловом режиме, обеспечивающем высокое качество продукции при максимальной производитель-

ности и минимальном расходе тепла и других видов энергии. Оптимальный тепловой режим теплообменных агрегатов устанавливают на основании тепловых испытаний. Расход тепла и других видов энергии должен оцениваться с учетом максимального использования отходов производства, выделяемых в виде вторичных энергетических ресурсов.

Теплотехнические испытания установок

Для определения соответствия эксплуатационных показателей установки проектным по потребляемой тепловой энергии, выходу готового продукта и тепловым и материальным потерям, а также для выявления показателей, необходимых для планирования и составления калькуляции себестоимости продукции и составления теплового и материального балансов, производят приемочные, а также эксплуатационные теплотехнические (технологические) испытания установки. Такие испытания позволяют анализировать и оценивать работу установки, отдельных агрегатов и цеха, а также разрабатывать на их основе рациональные энерготехнологические режимы, тепловые балансы и схемы энергоснабжения цеха и предприятия.

Перед началом испытания в точках, предусмотренных схемой испытания, устанавливают контрольно-измерительные приборы. Все приборы перед испытанием проверяют. К началу испытания подготавливают и инструктируют обслуживающий и специально привлеченный персонал. Испытание начинают тогда, когда аппарат или установка работает при установившемся режиме.

В процессе испытания производят следующие измерения и наблюдения:

1. Измерение количества и наблюдение за качеством продукта в начальных и конечных, а в некоторых случаях и в промежуточных точках его движения. Для составления материального баланса необходимо отбирать пробы продукта с целью определения его влажности, концентрации, консистенции, объемного веса и других характеристик.

2. Измерение количества пара, горячей и холодной воды, газа и других энергоносителей. Для капельных жидкостей, кроме диафрагменных приборов и расходомеров, можно пользоваться объемными устройствами в виде мерных баков.

3. Измерение давления греющего и вторичного пара, воздуха, газов и др., а также температуры энергоносителей и технологического продукта.

4. Измерение электрических величин для объектов и элементов, входящих в комплекс испытываемого оборудования и потребляющих электроэнергию.

5. Измерение температуры поверхности элементов оборудования, выходящих вторичных продуктов, воздуха в помещении и вне его для определения потерь в окружающую среду и составления теплового баланса.

При технологическом испытании необходимо соблюдать следующие условия, обеспечивающие надежность получаемых результатов:

1. Продолжительность наблюдений и измерений устанавливается равной не менее одной рабочей смены. Наиболее точные и надежные результаты дают испытания длительностью в течение суток, так как они отражают особенности работы всех смен.

2. Интервал между измерениями и наблюдениями устанавливают обычно равным 10—15 мин (температура, давление, влажность, концентрация и т. д.). Измерения специфических характеристик технологического процесса производят в некоторых случаях чаще.

3. Одновременность наблюдений. Выполнение этого важного условия, особенно при колеблющихся или пульсирующих нагрузках, может быть обеспечено устройством звуковой и световой сигнализации.

4. Дублирование основных наблюдений и измерений, что обеспечивает надежность и точность определения главных показателей. Дублирование достигают установкой одинаковых приборов в разных точках и измерениями, основанными на различных принципах или на взаимном соответствии: например, измерение расхода пара по парометру и по расходу питательной воды.

5. Систематический хронометраж отдельных процессов и операций (пуск и остановка отдельных аппаратов, взятие проб, продувка, чистка, обдувка, резкое изменение нагрузки и др.).

6. Выполнение в процессе испытания упрощенных расчетов для выявления основных результатов по данным наблюдения через 2—4 ч после начала испытания.

При обработке результатов испытания следует исключать сомнительные измерения, которые могут явиться

ся следствием случайных факторов, искажений показаний приборов и других причин; только после этого следует составлять тепловой и материальный балансы.

14.2. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НЕКОТОРЫХ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

Установки для подогрева жидкостей

Основная цель включения подогревателей в энергетическую или технологическую систему — достижение требуемого процессом подогрева теплоносителя или технологической среды с минимальными затратами тепла.

В большинстве случаев греющим теплоносителем в подогревателях служит водяной пар. Снижения его расхода достигают уменьшением количества подогреваемой среды (например, путем уменьшения балластных примесей, растворителей и т. п.), повышением начальной и снижением конечной температуры подогреваемой среды, снижением температуры конденсата, уменьшением тепловых потерь, повышением коэффициента теплопередачи и другими путями.

Подогреватели жидкости характеризуются такими показателями, как тепловая производительность, максимальная температура нагреваемой жидкости, номинальный расход теплоносителей, предельное допускаемое давление первичного и вторичного теплоносителей. Поэтому подогревательная установка должна быть оборудована термометрами на входящих и выходящих трубопроводах греющей и подогреваемой среды, а также манометрами и расходомерами на трубопроводах первичного и вторичного теплоносителей.

На трубопроводах готового продукта и конденсатопроводах от подогревателей предусматривают устройства для отбора проб, по которым определяется качество конденсата или иного продукта. За работой подогревательной установки наблюдают с помощью мерных или смотровых стекол. Уровень жидкости в подогревателе повышается вследствие неплотности, разрыва трубок либо засорения конденсационного горшка или дренажной шайбы, а также вследствие неисправности насоса.

В процессе эксплуатации подогревателей систематически контролируют состояние конденсатоотводчиков, предохранительных клапанов и воздухоотводящих вен-

тилей. Чтобы быть уверенным в отводе воздуха и неконденсирующихся газов, воздушный вентиль держат открытым настолько, чтобы температура отводящей трубы была около 50° С; более низкая температура указывает на то, что воздух не отводится, а более высокая — на выпуск с воздухом значительного количества пара.

Работу подогревателей регулируют по температуре или расходу теплоносителей с помощью вентиля, установленного на трубопроводе греющего теплоносителя, либо путем изменения количества обогреваемой среды. Для автоматического регулирования работы подогревателей жидкости используют импульс от термоизмерительного прибора, устанавливаемого на выходном трубопроводе, передаваемый на сервомотор, приводящий в движение впускной вентиль или задвижку.

Значительное увеличение разности температур греющего теплоносителя (пара) и выходящей из подогревателя нагреваемой жидкости может быть вызвано загрязнением поверхности нагрева или наличием воздуха в паровом пространстве. Снижение температуры нагреваемой среды может быть вызвано также тем, что часть этой среды проходит через обводную систему подогревателя. Снижение температуры подогрева среды, сопровождаемое снижением давления пара в подогревателе, происходит вследствие неисправности обратного клапана на линии отбора пара, недостаточного открытия или неисправности задвижки на этой линии.

Подогревательная установка должна обслуживаться не менее чем двумя перекачивающими (питательными) насосами, причем их характеристики должны допускать параллельную работу насосов.

Для определения изменения конечных параметров теплоносителей (температуры, расхода жидкости, теплопроизводительности) при изменении одного из начальных параметров Е. Я. Соколовым разработана методика расчета и построения тепловых характеристик рекуперативных теплообменных аппаратов. Эта методика позволяет устанавливать зависимость производительности теплообменных аппаратов от изменения различных параметров, а также оценивать показатели работы оборудования в изменившихся условиях [Л. 80].

Испарители и паропреобразователи

Испарители и паропреобразователи служат для получения вторичного пара (конденсата) заданных параметров при минимальной затрате тепловой энергии. Различие между испарителем и паропреобразователем за-

ключается в способе использования вторичного пара последней ступени. Испарители применяют для пополнения парогенераторов дистиллятом питательной воды, для получения пресной воды из морской и для других целей. Если вторичный пар испарителя подают в паровую магистраль и используют для теплоснабжения или для технологических целей, то испаритель называют паропреобразователями. В комбинированных испарительно-преобразовательных установках часть вторичного пара конденсируется и конденсат используется для питания парогенераторов, другая часть вторичного пара направляется потребителям. Греющим теплоносителем в испарителях и паропреобразователях служит обычно водяной пар из отборов паровых турбин.

Для увеличения количества конденсата в испарительных установках вторичный пар предшествующего аппарата используется в качестве греющего пара в последующем аппарате. Расход первичного пара на выработку 1 т конденсата в одноступенчатом аппарате составляет 1,1—1,2 т, в двухступенчатом — 0,6—0,7 т и в трехступенчатом — 0,4—0,5 т. Паропреобразователи выполняют обычно одноступенчатыми, хотя конструктивно и по принципу работы они не отличаются от испарителей.

Правильный режим питания и продувки испаритель-

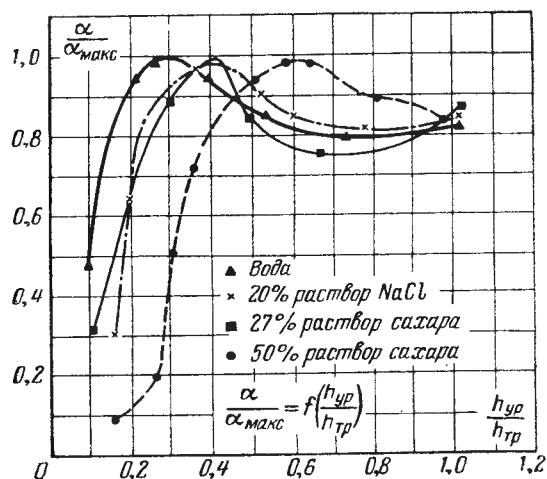


Рис. 14-1. Изменение коэффициента теплоотдачи при кипении в зависимости от уровня кипящей жидкости.

ных установок имеет целью избежать образования накипи, вспенивания и уноса влаги с паром и попадания воздуха в конденсирующийся пар, а также обеспечивать работу установки с проектной производительностью. Для поддержания оптимального режима испарительной установки предусматривают автоматические регуляторы питания, уровня и давления. Отклонение уровня кипящей жидкости от оптимального влияет отрицательно на коэффициент теплоотдачи в испарителе. По опытам В. И. Толубинского относительное изменение коэффициента теплоотдачи при кипении в зависимости от уровня жидкости колеблется в пределах от 0,1 до 1 (рис. 14-1).

При оптимальном уровне кипящей жидкости многоступенчатые испарители целесообразно питать путем последовательной подачи жидкости через первый корпус во второй, затем в третий и т. д. с продувкой через последний корпус. При таком питании наибольшая концентрация солей получается в последнем корпусе, а наименьшая — в первом. При питании многоступенчатой установки в обратном порядке, т. е. через корпус с наименьшим давлением к корпусу с наибольшим давлением, можно получить лучший результат работы установки благодаря концентрированию солей в первом корпусе, где легче обеспечить минимальное напряжение зеркала испарения. Однако для этого между аппаратами нужно установить перекачивающие насосы.

Для уменьшения уноса влаги стремятся к снижению напряжений зеркала испарения и парового объема. Напряжение зеркала испарения не должно превышать $1500\text{--}3000 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$, а парового объема — $1500\text{--}2500 \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$. Уменьшение уноса влаги достигается также повышением качества питательной воды, размывом

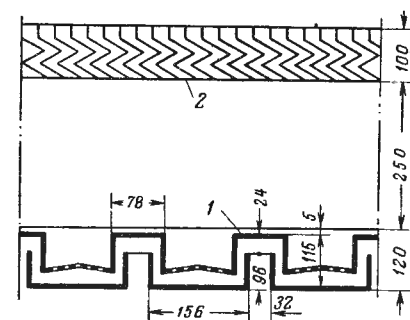


Рис. 14-2. Устройство ЦКТН для барботажной промывки пара.

1 — промывочное устройство; 2 — пластинчатый сепаратор

лены и хорошо организованной продувкой. Продувка испарителей и паропреобразователей регламентируется в зависимости от жесткости питательной воды. Периодическая продувка испарителей производится 1 раз в смену. Непрерывную продувку осуществляют с таким расчетом, чтобы не превышать допускаемой концентрации солей и щелочности в воде; при этом доля продувки должна находиться в пределах 5—15% (при морской воде до 50%) от общего количества питательной воды.

Удаление воздуха из испарителей и паропреобразователей способствует интенсивности теплопередачи. Оно осуществляется посредством постоянной или периодической продувки воздуха через паровое пространство вторичного пара из мест наибольшей его концентрации в паровой камере.

Чистотой вторичного пара определяются скорость образования накипи и интенсивность коррозии в паропотребляющих установках. Поэтому испарители и паропреобразователи необходимо питать деаэрированной водой, а образующийся вторичный пар промывать и сепарировать. На рис. 14-2 показана барботажная промывка пара. Пар проходит через слой питательной воды, подаваемой на дырчатый лист 1. В результате соприкосновения на листе воды и пара вынесенные с паром капельки воды с высокой концентрацией солей растворяются в питательной воде с меньшей их концентрацией, вследствие чего концентрация солей в паре уменьшается. После промывки пар поступает для отделения влаги в жалюзийный сепаратор 2, основанный на смачиваемости металла влагой, или в сепаратор, основанный на ином принципе (см. рис. 8-5).

Выпарные установки

Оптимальный режим работы выпарной установки обеспечивает получение в заданном количестве концентрированного раствора из последней ступени и вторичного пара нужных параметров из промежуточных корпусов при минимальной затрате тепла. Расход острого пара, греющего первый корпус, обычно минимален при максимально возможном отборе необходимого количества вторичного пара для подогрева слабого раствора из корпусов, находящихся ближе к концу выпарной установки.

Для обеспечения оптимального режима работы выпарной установки необходимо:

1) поддерживать заданное давление греющего пара с колебаниями не более $\pm 0,1$ ат;

2) поддерживать предусмотренное технологическим процессом распределение температур и давлений по корпусам выпарной установки;

3) осуществлять непрерывный отвод конденсата из греющих камер выпарных аппаратов и проверять его качество;

4) обеспечивать непрерывное питание выпарной установки раствором, подогретым до температуры, близкой к температуре кипения;

5) проводить нормальный перепуск раствора из одного корпуса в другой и систематически отводить из последнего корпуса готовый продукт, поддерживая установленный уровень растворов в аппаратах;

6) иметь минимальные потери растворов, концентратов и теплоносителей;

7) поддерживать заданное разрежение в выпарных аппаратах, работающих под вакуумом, и в случаях ухудшения вакуума немедленно выявлять причины и устранять их; поддерживать в пределах, заданных технологическим режимом, температуру воды, отводимой из барометрического конденсатора;

8) не реже 1 раза в смену удалять из греющих камер воздух и неконденсирующиеся газы через вытяжные трубы;

9) соблюдать график и порядок промывки выпарных аппаратов, а при необходимости производить внеочередные промывки и очистку аппаратов от накипи;

10) обеспечивать непрерывную работу приборов теплового контроля и автоматического регулирования, а также исправное состояние и безотказную работу арматуры и вспомогательного оборудования выпарной станции.

Выпарные установки оснащают следующими приборами теплового контроля и автоматического регулирования: паромером и манометром на цеховом паропроводе, автоматическими регуляторами давления греющего пара, манометрами и вакуумметрами на греющих камерах и на кожухе парового пространства всех корпусов, автоматическими регуляторами уровня раствора, указывающими и сигнализирующими вакуумметрами на трубопроводах от барометрических или поверхностных конденсаторов,

термометрами на всех выпарных аппаратах, подогревателях, барометрическом или поверхностном конденсаторе, водомером для учета расхода воды, поступающей на установку или в цех, расходомером для учета раствора, поступающего на выпарку, и предохранительными клапанами по первичному и вторичному парам, если их давление превышает атмосферное.

Для контроля за непрерывным отводом конденсата, а также за его качеством устанавливают водомерные стекла, пробные краны, сигнализирующие солемеры и другие приборы.

Многокорпусная установка регулируется паровым вентилем, установленным на трубопроводе пара, греющего первый корпус, и промежуточными вентилями на трубопроводах промежуточного продукта между корпусами. Дополнительное регулирование может осуществляться изменением разрежения в последнем корпусе посредством дроссельного клапана на паровой коммуникации к конденсатору или изменением расхода холодной воды, поступающей в конденсатор. Температуры в отдельных корпусах самоуставляются соответственно величине поверхности нагрева, количеству выпаренной воды и коэффициенту теплопередачи данного корпуса.

Автоматическое регулирование выпарной станции может осуществляться: в зависимости от плотности выходящего продукта — воздействием на вентиль греющего пара первого корпуса, передаваемым от вентиля, подающего продукт, или в зависимости от температуры в других корпусах — перепускными вентилями на паровой коммуникации этих корпусов и автоматическими регуляторами постоянства уровня в отдельных корпусах.

Особенности обслуживания выпарных установок. Перед началом выпаривания установка подвергается горячей пробе на воде для проверки в горячем состоянии герметичности аппаратов, арматуры, трубопроводов, конденсатоотводчиков, приборов теплового контроля и автоматического регулирования, для проверки исправности дренажей, конденсатора и воздушных насосов, а также для устранения всех обнаруженных дефектов. Проба выпарной станции на горячей воде продолжается несколько часов. Во время горячей пробы подтягивают болтовые и резьбовые соединения.

Для заполнения корпусов водой последний из них соединяют с конденсатором и пуском вакуум-насоса со-

здают в нем вакуум. Открывая вытяжные трубы, создают равномерный перепад давлений между корпусами, что способствует перетеканию воды самотеком последовательно из первого корпуса к последнему. Одновременно с этим в паровую камеру первого корпуса подают острый пар; образующийся вторичный пар подают в греющую камеру второго корпуса и т. д. до конденсатора, куда вместе с поступлением пара из последнего корпуса подается охлаждающая вода.

После устранения дефектов установку в том же порядке заполняют слабым раствором и пускают в работу.

Не разрешается подавать пар в выпарные аппараты, не заполненные водой или раствором, пускать холодную воду или холодный раствор в горячую греющую камеру, и резко повышать температуру, а также быстро повышать или снимать вакуум в аппарате.

По мере упаривания раствора его уровень в корпусах опускается ниже нормального. Пополнение корпусов раствором начинают с последнего корпуса, подавая в него раствор из предыдущего. Так пополняются до нормального уровня все аппараты вплоть до первого, куда слабый раствор подается из расходного бака с помощью насоса. Когда в последней ступени раствор достигнет нужной плотности, начинают его выпуск или откачку с одновременным пополнением раствором последовательно каждого корпуса. В дальнейшем процесс ведут так, чтобы подача раствора в первый корпус, перепуск в последующие и выпуск сгущенного раствора из последнего корпуса происходили непрерывно и равномерно.

При установившемся режиме работы выпарной станции необходимо соблюдать следующие условия, способствующие снижению расхода греющего пара и достижению максимальной производительности установки:

1) слабый раствор должен поступать на выпаривание равномерно, соответствовать заданной концентрации и иметь заданную температуру;

2) в аппаратах должен поддерживаться уровень раствора, обеспечивающий наибольший коэффициент теплоотдачи (см. рис. 14-1);

3) посредством регулирования вентилями на трубопроводах греющего пара необходимо поддерживать заданный перепад температур между корпусами;

4) по расходомерам необходимо следить за установленным по режиму отбором; превышение отборов, осо-

бенно в первых корпусах, нарушает распределение тепловой нагрузки между корпусами и температурный режим, что снижает общую производительность установки;

5) качество сгущенного раствора необходимо поддерживать на уровне не ниже заданного;

6) необходимо контролировать работу конденсатоотводчиков, отвод газов, количество и чистоту вторичного пара, разрежение в последнем корпусе и конденсаторе.

При остановке выпарной станции прекращают подачу слабого раствора в первую ступень выпарки и вместо него начинают подавать воду. Вторичный пар от испаряющейся воды служит греющим паром для упаривания раствора в последующих корпусах. Так постепенно водой наполняют все аппараты и ведут упаривание до тех пор, пока из последнего корпуса не будет удален весь сгустившийся раствор.

Если остановка произведена для промывки аппаратов, то к воде добавляют соду или соляную кислоту и в течение нескольких часов поддерживают в аппаратах кипение, после чего аппараты опоражнивают, промывают чистой водой и проветривают. При остановке на длительное время все аппараты и трубопроводы освобождают от жидкости для предотвращения разрывов при ее замерзании.

Ректификационные колонны

Постоянный режим работы ректификационных колонн обеспечивается стабильностью парообразования в дистилляционном кубе и неизменным количеством возвращаемой флегмы. Изменяя подвод тепла и подачу флегмы, можно регулировать работу колонны. Наибольшие трудности вызывает обычно поддержание паропроизводительности дистилляционного куба на необходимом постоянном уровне вследствие неизбежных колебаний давления греющего пара и связанных с этим колебаний температурного перепада на поверхности кубового нагревателя. С изменением количества образующегося в кубе пара будут изменяться расходы и скорости прохода пара и опускающейся флегмы, гидравлическое сопротивление колонны, величина поверхности контакта фаз и в конечном счете производительность колонны.

Постоянную производительность дистилляционного куба, соответствующую определенному режиму работы

колонны, поддерживают ручным или автоматическим регулированием давления греющего пара.

Степень разделения компонентов контролируется по температурам в нижней и верхней частях колонны. Температура внизу колонны должна соответствовать температуре кипения кубового остатка, а температура сверху колонны — температуре кипения дистиллята. Нашли применение и такие методы контроля, как определение плотности, определение показателя преломления, химический анализ и др. При повышенном содержании высококипящего компонента в выходящих из колонны парах необходимо увеличивать подачу флегмы. Одновременно с этим, чтобы не увеличить концентрации низкокипящего компонента в кубе, нужно увеличивать подвод тепла и интенсифицировать тем самым парообразование. Подачу флегмы регулируют на практике изменением отбора дистиллята: если конденсация паров в дефлегматоре частичная, регулирование достигается изменением количества подаваемой в дефлегматор охлаждающей воды; при полной конденсации паров — при помощи вентиля на линии отбора дистиллята.

Процесс ректификации можно регулировать и изменением количества и состава подаваемой в колонну смеси. Изменение количества смеси немедленно сказывается на количестве готового продукта, причем соответственно новому расходу должны быть отрегулированы подвод тепла и возврат флегмы. Концентрация сырой смеси прямо пропорционально влияет на концентрацию дистиллята и обратно пропорционально на температуру паров сверху колонны. Регулированием отбора готового продукта можно восстановить оптимальный режим работы колонны при новом составе исходной смеси. Отбор остатка регулируют обычно поддержанием постоянного уровня жидкости в кубе: при увеличении подачи сырой смеси или при повышении концентрации в ней высококипящего компонента следует увеличивать выпуск остатка.

Для колонн непрерывного действия целесообразно применять автоматическое регулирование процесса, причем отбор дистиллята можно поддерживать постоянным или изменять регулятором температуры в верхней части колонны; подача греющего теплоносителя управляется регулятором температуры в нижней части колонны; отбор кубового остатка определяется уровнем жидкости в кубе.

Надежная и высокоэффективная работа пароэжекторной холодильной установки определяется прежде всего ее герметичностью. При монтаже агрегатов и трубопроводов необходимо обращать особое внимание на качество уплотнений разъемных соединений. Плохая герметичность системы не только может значительно ухудшить энергетические характеристики установки, но и исключить возможность получения холода.

Перед пуском производят проверку холодильной установки и системы трубопроводов на герметичность воздухом. Аппараты, работающие под вакуумом, не рассчитаны на высокое внутреннее давление, и поэтому при испытании на герметичность давление воздуха в установке не должно превышать $1,5 \text{ ат}$ избыточных. Для эжекторных машин средней мощности (до 500—600 тыс. ккал/ч) с поверхностными конденсаторами герметичность системы считается удовлетворительной, если падение давления воздуха в системе от первоначального, равного 1 ат , не превышает $0,05 \text{ кгс/см}^2$ в течение 30 мин.

Запуск установки после проверки на герметичность начинают с пуска насоса охлаждающей воды и проверки ее циркуляции через конденсаторы. Затем подают рабочий пар на вспомогательные эжекторы, сначала второй, а потом первой ступени. По достижении вакуума в системе около 700 мм рт. ст. включают насос рабочей воды, главные эжекторы и конденсатный насос. В процессе работы установки ведут наблюдение за давлением рабочего пара, вакуумом в аппаратах, температурами охлаждающей и рабочей воды и уровнями рабочей воды в испарителе и конденсата в главном конденсаторе.

Периодически контролируют работу насосов рабочей воды и конденсатного. Отклонение от нормального режима работы этих насосов вызывается, как правило, подсосами воздуха на всасе или недостаточным уровнем воды в аппаратах, что можно обнаружить по изменению шума, создаваемого этими насосами.

Наиболее частыми неполадками в работе пароэжекторных холодильных установок являются: ухудшение вакуума вследствие недостаточной герметичности системы или засорения сопел вспомогательных эжекторов; повышение давления в главном конденсаторе вследствие нарушения герметичности или загрязнения внутренней по-

верхности конденсаторных труб; повышение температуры рабочей воды за испарителем вследствие срыва работы эжектора или засорения сопел главных эжекторов; гидравлические удары в барометрических трубах вследствие неравномерного удаления воды из конденсаторов из-за неплотностей или загрязнений.

В качестве автоматически действующих приборов, предупреждающих повышение давления в аппаратах выше расчетного под действием давления рабочего пара, ставят обычно автоматические предохранительные клапаны или электромагнитные вентили, заблокированные с реле давления или с электроконтактными мановакуумметрами.

Остановку пароэжекторной холодильной машины производят в следующем порядке: прекращают подачу рабочего пара на главный эжектор, останавливают главный эжектор, останавливают насос рабочей воды, выключают вспомогательные эжекторы и останавливают насосы охлаждающей воды и конденсатный.

Абсорбционные холодильные установки

Перед заполнением рабочим веществом все аппараты и трубопроводы установки испытывают гидравлическим давлением на прочность, а затем давлением воздуха на герметичность.

Заполнение абсорбционной холодильной установки производят в следующем порядке. Вначале в установку вводят дистиллированную воду с растворенным в ней в количестве 0,2% антикоррозионным веществом (двухромовокислым калием, аммонием или натрием). Затем вливают жидкий аммиак. Давление в генераторе начинает при этом повышаться; по достижении примерно $1,5 \text{ ат}$ полученный водоаммиачный раствор перепускают в абсорбер, одновременно откачивая из него новую порцию дистиллята в кипятильник. Через абсорбер пропускают в это время охлаждающую воду, которая препятствует быстрому повышению в нем давления. Таким путем абсорбер заполняют до давления в нем $0,2—0,5 \text{ ат}$ и при этом периодически выпускают воздух из абсорбера и генератора, чтобы к концу зарядки удалить его из аппаратов полностью. Для заполнения аммиаком испарителя и ресивера конденсатора установку включают в работу, при этом пары аммиака отсасываются из испарителя; под действием вакуума жидкий аммиак засасыва-

ется в ресивер конденсатора и в испаритель. После заполнения жидким аммиаком ресивера конденсатора и испарителя установку выключают.

Пуск холодильной машины в работу:

1) включают охлаждающую воду в конденсатор, абсорбер и дефлегматор;

2) подают греющий пар (постепенно увеличивая) в генератор и открывают выпуск из него конденсата;

3) включают водоаммиачный насос и открывают вентиль на линии слабого раствора с таким расчетом, чтобы его уровень в ресивере оставался постоянным;

4) постепенно открывают всасывающий вентиль на трубопроводе испаритель — абсорбер;

5) открывают вентиль на трубопроводе ресивер конденсатора — испаритель; при этом уровень жидкости в ресивере должен оставаться постоянным;

6) включают насос циркуляции хладоносителя (рассола);

7) с понижением температуры рассола до оптимальной включают потребители холода.

Порядок остановки холодильной машины:

1) выключают подачу пара в генератор;

2) останавливают водоаммиачный насос;

3) прекращают подачу слабого раствора в абсорбер;

4) закрывают всасывающий вентиль на линии аммиачных паров перед абсорбером;

5) прекращают подачу жидкого аммиака в испаритель;

6) прекращают подачу воды в абсорбер, дефлегматор и конденсатор;

7) отключают потребителей холода.

Оптимальный режим и наибольший холодильный эффект достигаются поддержанием постоянных параметров греющего пара, заданных температур охлаждающей воды и кипения и конденсации холодильного агента, а также оптимальной концентрации слабого раствора [Л.10]. Основными условиями надежной работы абсорбционных холодильных установок являются своевременный и качественный ремонт водоаммиачных насосов и очистка теплопередающих поверхностей аппаратов от загрязнений. Аппараты абсорбционной установки не нуждаются в ремонте и не требуют запасных частей.

Безопасная работа абсорбционной холодильной установки при увеличении давления пара выше допустимого

должна быть обеспечена пружинными предохранительными клапанами. Ими снабжены все технологические аппараты непосредственного охлаждения: кожухотрубчатые испарители, конденсаторы, ресиверы, холодильные барабаны и другое оборудование. Предохранительные клапаны ставят выше уровня жидкого аммиака. Выкидная труба от предохранительных клапанов для выпуска паров аммиака в атмосферу должна быть выведена не менее чем на 1 м выше карниза близлежащего здания в радиусе 50 м. Конец этой трубы должен быть загнут вниз на 180°.

Конденсаторы

Для предупреждения «срыва» вакуума в конденсаторе необходимо обеспечить надежное питание электрическим током электродвигателей циркуляционных насосов, поддержание их в исправном состоянии и сохранение герметичности конденсационной установки.

Постепенное ухудшение вакуума может быть предупреждено надежным охлаждением воды в водоохлаждающих устройствах, своевременной очисткой поверхности охлаждения поверхностных конденсаторов, хорошей герметичностью конденсаторной установки и надежной работой воздухоотсасывающих устройств. Плотность конденсаторов определяют несколькими способами.

Оценка воздушной плотности по скорости ухудшения вакуума. По этому показателю плотность конденсационной установки определяют по данным табл. 14-1.

Величина нагрузки конденсатора существенно влияет на скорость ухудшения в нем вакуума, и поэтому допускаемые значения коэффициента K , оценивающего воздушную плотность конденсатора, следует относить к нагрузкам, близким к номинальной (80—100%).

Для более точной оценки воздушной плотности конденсатора по скорости падения вакуума рекомендуется следующая формула:

$$k = \frac{\Delta H}{\frac{d_k}{F_k} \left(\frac{D_k^{\text{ном}}}{100} + 1 \right)}, \quad (14-1)$$

где K — коэффициент, равный 25, 50 или 90 соответственно отличной, хорошей и удовлетворительной воздуш-

ной плотности; ΔH — скорость ухудшения вакуума, мм рт. ст./мин; d_k — удельная паровая нагрузка, кг/м² · ч; F_k — поверхность охлаждения конденсатора (по паровой стороне), м²; $D_k^{\text{ном}}$ — количество пара, пропускаемого через конденсатор, т/ч.

Оценка воздушной плотности по изменению количества воздуха, проникающего в конденсатор. Метод контроля воздушной плотности конденсационной установки по этому показателю наиболее надежен. Для этой цели эжекторы снабжаются

Таблица 14-1

Оценка воздушной плотности конденсаторов

Оценка плотности	Скорость ухудшения вакуума ΔH , мм рт. ст./мин	
	Расход пара 50—100 т/ч	Расход пара 100 т/ч и более
Отличная	2—3	До 1
Хорошая	3—5	1—3
Удовлетворительная	5—8	2—3

иногда измерительными диафрагмами, расположенными на выходе паровоздушной смеси. При таком методе контроля воздушная плотность оценивается по следующей формуле:

$$K_1 = \frac{G_v}{\frac{D_k^{\text{ном}}}{100} + 1}, \quad (14-2)$$

где K_1 — коэффициент, равный 1, 2 или 3,5 соответственно отличной, хорошей и удовлетворительной воздушной плотности; G_v — количество воздуха, удаляемого из конденсатора эжекторами, кг/ч; $D_k^{\text{ном}}$ — количество пара, пропускаемого через конденсатор, т/ч.

Основной причиной ухудшения вакуума является загрязнение поверхности охлаждения отложениями неорганических солей и органических веществ, растворенных в воде, а также ее механических примесей. При разомкнутом цикле водоснабжения следует ожидать загрязнения преимущественно органическими веществами и механическими примесями; при обратном водоснабжении загрязнения бывают преимущественно солевые. Для уменьшения отложения органических загрязнений применяют

хлорирование воды. Отложение на стенках в системах обратного водоснабжения предупреждают продувкой циркуляционной системы, а также фосфатированием, ркарбонацией, катионированием и известкованием воды.

14-3. РЕМОНТ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

Виды и организация ремонтов

Регулярное и качественное проведение ремонтов оборудования обеспечивает выполнение производственных планов и устранение потерь производственной мощности предприятия. Поэтому рациональная организация ремонтов имеет очень важное значение. Система планово-предупредительных ремонтов (ППР) включает мероприятия по уходу, надзору и ремонту, которые выполняются в определенные календарные сроки и подразделяются на текущий, средний и капитальный ремонты [Л.99].

1. Текущий ремонт производят с целью ухода и надзора за оборудованием в рабочем состоянии. Основные операции, выполняемые при текущем ремонте теплообменной аппаратуры, включают:

1) наружный осмотр аппарата с исправлением внешних дефектов изоляции, заменой болтов и шпилек, подтяжкой болтовых и резьбовых соединений;

2) проверку состояния арматуры и замену или ремонт ее;

3) осмотр и очистку контрольно-измерительной аппаратуры;

4) проверку и очистку конденсатоотводчиков и труб для удаления продукта;

5) осмотр и оценку состояния внутренних поверхностей аппарата через смотровые окна и люки с помощью переносной лампы;

6) осмотр приводных механизмов, двигателей и других элементов вспомогательного оборудования.

Текущий ремонт производится обычно во время перерывов в работе и в выходные дни, однако при непрерывном режиме работы текущий ремонт должен производиться при остановленном оборудовании. Текущий ремонт выполняют ремонтные бригады под руководством механика цеха, энергетика или мастера.

2. Средний ремонт предусматривает ревизию отдельных узлов и восстановление и замену изношенных

деталей. Основные операции, выполняемые при среднем ремонте:

- 1) производство работ, предусматриваемых текущим ремонтом к моменту производства среднего;
- 2) замена арматуры с проверкой предохранительных клапанов на гидравлическом прессе;
- 3) проверка герметичности трубчатки или паровой рубашки и устранение неплотностей подвальцовкой, заваркой или заглушением отдельных труб;
- 4) ревизия разъемных резьбовых, сальниковых и фланцевых соединений;
- 5) разборка и ремонт вспомогательного оборудования с восстановлением или заменой отдельных узлов и деталей;
- 6) ремонт футеровки и антикоррозионных покрытий;
- 7) ремонт изоляции и окраска поверхностей аппарата.

Кроме ремонтной бригады цеха, для выполнения средних ремонтов привлекаются специализированные бригады, включающие квалифицированных сварщиков, изоляторов, футеровщиков, слесарей-наладчиков и др.

3. Капитальный ремонт имеет целью восстановление оборудования по возможности до начального технического состояния. При капитальном ремонте производится полная разборка аппарата со снятием его с фундамента и ремонтом отдельных деталей и узлов на месте, в ремонтных цехах или предприятиях. Капитальный ремонт производится по специально разработанному плану и обеспечивается необходимыми документами и материалами (дефектными ведомостями, чертежами, запасными частями, инструментами, приспособлениями, подъемно-транспортным и такелажным оборудованием), а также рабочей силой и ремонтной площадкой.

При капитальном ремонте последовательно выполняются следующие операции:

- 1) ознакомление с чертежами и дефектной ведомостью установки; подготовка необходимых запасных деталей, инструмента, материалов и подъемно-транспортных приспособлений;
- 2) получение разрешения на отключение оборудования, подлежащего ремонту;
- 3) снятие контрольно-измерительных приборов, вскрытие аппарата и разборка его на узлы и детали;
- 4) промывка и очистка деталей;

5) отбраковка деталей методом осмотра и измерений, уточнение дефектной ведомости на ремонт и ведомости на запасные части;

6) ремонт деталей, сборка узлов, подгонка деталей и узлов;

7) сборка аппарата, включающая проверку и регулирование механизмов аппарата, опробование аппарата и устранение выявленных дефектов;

8) изготовление новых деталей и узлов, внесение усовершенствований, намеченных к реализации в период капитального ремонта;

9) проверка аппарата после сборки и регулирования, подготовка аппарата к испытанию в рабочем состоянии и опробование его на холостом ходу;

10) испытание аппарата по техническим условиям и сдача его в эксплуатацию с проведением испытания аппарата на герметичность, нагревом аппарата, залитого водой, а также испытанием всех движущихся механизмов в течение одной рабочей смены;

11) завершение выполненного капитального ремонта актом о передаче оборудования в эксплуатацию.

Текущий и средний ремонты финансируются за счет оборотных средств предприятия, а капитальный ремонт за счет амортизационных отчислений.

Кроме планово-предупредительных, бывают ремонты аварийные и восстановительные. Аварийный ремонт вызывается повреждением деталей агрегата. Восстановительный ремонт заключается в ремонте и замене изношенного оборудования, дальнейшая эксплуатация которого нецелесообразна, и выполняется за счет специально выделенных средств.

Ремонт теплоиспользующего оборудования может производиться индивидуальным методом, при котором все детали и узлы агрегата ремонтирует, как правило, одна бригада, производя ремонтные работы в пределах ремонтных мастерских технологического цеха.

При агрегатном методе ремонта неисправные узлы и детали аппарата заменяют отремонтированными или новыми. При агрегатном методе сокращается время ремонта, работы по ремонту могут быть полнее специализированы, повышается производительность труда.

Для проведения ремонтов различных видов вырабатывают нормы времени непрерывной работы и простоев теплоиспользующей аппаратуры и вспомогательного

оборудования. Графики ремонта теплоиспользующих установок согласовываются с графиками ремонта соответствующего производственного оборудования энергоснабжающей организации и утверждаются главным энергетиком, главным механиком или главным инженером предприятия.

Одновременно со средним и капитальным ремонтом теплоиспользующих установок производится ремонт относящегося к ним вспомогательного оборудования.

В случае необходимости во время ремонта снимают эскизы для пополнения альбома чертежей запасных частей оборудования и составляют недостающие схемы тепловых проводов. Изменения, выявленные и произведенные во время ремонта, вносятся в паспорта, схемы и чертежи оборудования.

Некоторые ремонтные работы. Устранение неполадок и аварий

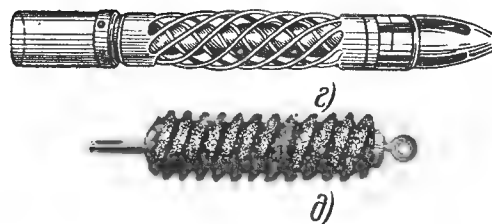
Очистка поверхностей нагрева в теплообменниках. Продолжительность работы аппарата между чистками зависит от скорости загрязнения поверхности нагрева и от допускаемой степени загрязненности; эта продолжительность устанавливается опытным путем и может составлять от нескольких суток до нескольких месяцев. В зависимости от структуры загрязняющего слоя и степени загрязненности, а также в зависимости от типа аппарата для очистки металлических поверхностей нагрева применяют механический, гидравлический или химический метод [Л.7, 106]. В настоящее время внедряется ультразвуковой метод очистки накипи в теплообменных аппаратах и котлах. Для удаления твердой накипи с поверхности труб часто применяют термический метод очистки (см. табл. 14-2).

При мягких осадках и твердой накипи применяют механическую очистку (шомполами, шарошками, щетками, бойками, долотами, резиновыми шариками, цилиндрами и другими инструментами, рис. 14-3). Во многих случаях применяют пневматические шарошки и бойки. Гидравлическую очистку применяют для удаления с поверхности труб и с других поверхностей аппарата неприлипающих мелких осадков (песка, растений, щепы и т. п.). В некоторых случаях очистку труб производят продувкой водяным паром или сжатым воздухом. Пере-



Рис. 14-3. Приспособления для механической очистки труб в теплообменниках.

а — шарошка; б и в — волосяные щетки; г — металлический ерш; д — проволочный ерш; е — резиновый шарик в трубе; жс — резиновый цилиндр.



численные методы очистки связаны с частичной или полной разборкой теплообменника и с большой затратой труда.

Несколько лет назад в ГДР была применена очистка труб конденсаторов во время работы турбогенератора при помощи резиновых шариков. Диаметр шариков из губчатой резины на 1 мм больше внутреннего диаметра трубы. Шарiki большого диаметра (на 2 мм больше диаметра трубы) применяют в тех случаях, когда допускаемый перепад давлений в трубе превышает 2 м вод. ст. Удельный вес материала шарика должен быть немного больше единицы, чтобы при определенной скорости воды в трубах и в камерах конденсатора шарики находились во взвешенном состоянии.

В конденсатор шарики вводят так, чтобы было обеспечено равномерное распределение их по трубам. Гидродинамика потока предотвращает попадание нескольких шариков в одну трубу: сопротивление, создаваемое по-

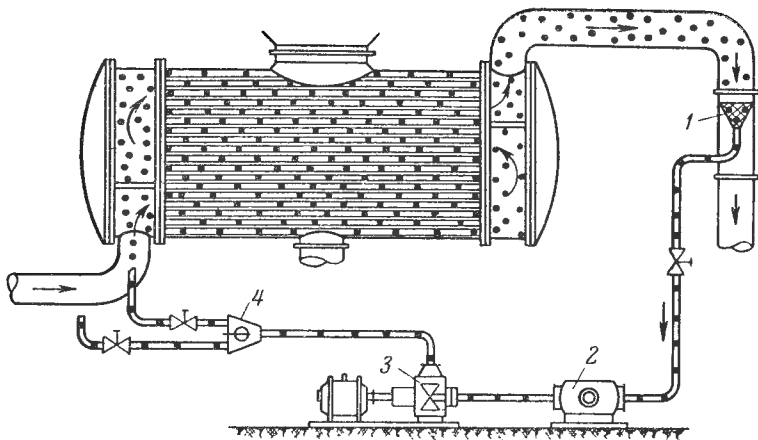


Рис. 14-4. Устройство для очистки труб конденсаторов резиновыми шариками.

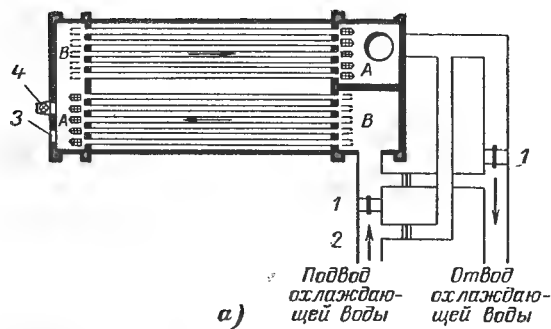
1 — сетка для улавливания шариков; 2 — ящик для ввода и вывода шариков; 3 — насос; 4 — распределитель.

павшим в трубу шариком, уменьшает скорость входа в нее воды, и поэтому следующий шарик увлекается в соседнюю свободную трубу.

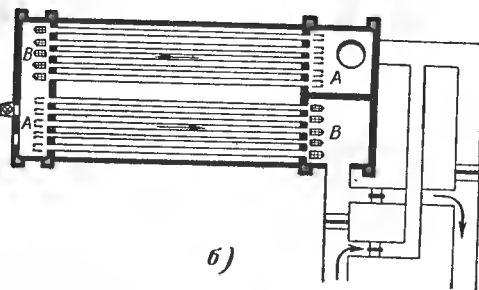
Перед пуском в работу устройства для поддержания труб в чистом состоянии с помощью шариков внутреннюю поверхность труб тщательно очищают. Устройство для очистки внутренней поверхности труб теплообменников с помощью резиновых шариков представляет собой замкнутый водяной контур, состоящий из теплообменника, сетки для улавливания шариков из общего потока охлаждающей воды, ящика для ввода и вывода шариков, насоса, распределителя и соединительных труб (рис. 14-4). Постоянная циркуляция шариков в водяном контуре поддерживается при помощи циркуляционного насоса 3, забирающего воду вместе с шариками из сетки 1 и подающего ее во входной патрубков теплообменника. Шарики проходят через трубную систему аппарата, снимают накопившийся на внутренней поверхности труб осадок, выносятся вместе с охлаждающей водой в патрубок и попадают затем в сетку для их улавливания. Сетка, изготовленная из нержавеющей стали в виде ворон-

ки, складываясь при необходимости специальным приводом, встроена в вертикальный сбросной вывод на пути потока воды, направленного сверху вниз. Между сеткой и насосом установлен ящик 2 с ситом, которое наружным приводом может быть повернуто так, что циркулирующие в системе шарики улавливаются и при необходимости удаляются из системы. В ящик закладывают также новые шарики. Если в теплообменнике имеется два входных патрубка для охлаждающей воды, то за насосом устанавливается распределитель 4. Расход воды, проходящей через циркуляционный насос, составляет 0,4% от общего расхода охлаждающей воды. Устройство для очистки труб включается в работу ежедневно на 4—6 ч. Очистка труб при помощи шариков не требует дополнительных расходов на обслуживание, так как работу выполняет дежурный персонал основного оборудования.

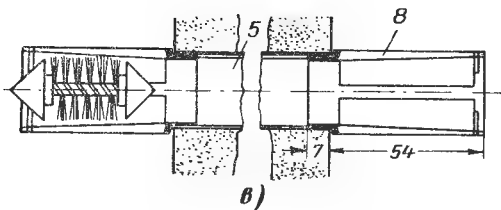
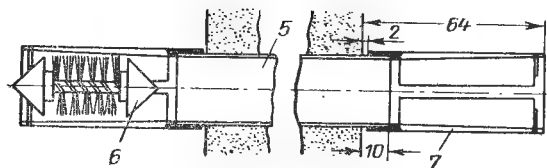
В настоящее время нашел применение новый способ механической очистки труб конденсаторов паротурбинных установок [Л.96], при котором посредством реверсирования потока воды в трубах прогоняются очищающие щетки (рис. 14-5). Для этой цели трубопроводы охлаждающей воды конденсатора были снабжены обводными трубопроводами с регулирующей арматурой. Каждая конденсаторная трубка была оборудована на обоих концах улавливающими гильзами (рис. 14-5, в). При нормальном направлении потока воды щетки удерживаются в улавливающих гильзах (рис. 14-5, а). Если же направление потока изменить на обратное, то все щетки выйдут из своих гильз в трубки и под действием имеющегося перепада давления перемещаются в улавливающие гильзы, расположенные по другую сторону трубок (рис. 14-5, б). Переключением потока воды на нормальное направление процесс повторяется, и щетки возвращаются в свое исходное положение. На этом процесс очистки заканчивается. Он может повторяться так часто, как это необходимо для обеспечения чистоты трубок. Скорость воды, при которой щетки могут выходить из улавливающих гильз и двигаться по трубкам, составляет примерно 0,6 м/сек; время движения их по трубкам в одном направлении — 2—6 сек, общее время на очистку труб — приблизительно 30 сек. Условием безукоризненной работы очистного устройства является точное регулирование работы арматуры, изменяющей направление



а)



б)



в)

Рис. 14-5. Устройство для очистки труб конденсаторов щетками.

а — поток охлаждающей воды в нормальном направлении; б — поток охлаждающей воды в обратном направлении; в — крепление улавливающих гильз; 1 — главный клапан; 2 — обратный клапан; 3 — смотровое стекло; 4 — подсветка; 5 — трубка; 6 — щетка; 7 — улавливающая гильза с насаживаемым кольцом; 8 — улавливающая гильза с вставляемым кольцом.

течения охлаждающей воды. Пластмассовые щетинки щетки должны отличаться ограниченной гигроскопичностью с малой набухаемостью. В зависимости от способа крепления трубок гильзы могут быть изготовлены в двух вариантах (рис. 14-7, в), однако в обоих случаях должна быть обеспечена плотная посадка их на трубки или в трубки.

В случаях, когда межтрубное пространство, а иногда и трубы недоступны для очистки указанными выше способами, применяют химическую очистку. В качестве реагентов для химической очистки поверхностей теплообмена применяют растворы соляной кислоты, едкого натра и хлорной извести, а также газообразный хлор (табл. 14-2).

При термической очистке, применяемой для отделения твердой накипи, теплообменник опоражнивают и все трубы обогревают паром, затем пар выключают и трубы орошают холодной водой, быстро вводимой в межтрубное пространство через питательный патрубок или по проложенным в верхней части корпуса трубам диаметром 38—50 мм с отверстиями. Вследствие резкого изменения температуры труб накипь от них отскакивает, смывается водой и удаляется через люк. Термическую очистку не следует применять при неудовлетворительной компенсации температурных удлинений труб, так как из-за резких изменений температуры последние могут деформироваться, а также может нарушиться герметичность их крепления.

Кроме периодической очистки, при проектировании и эксплуатации оборудования необходимо предусматривать профилактические мероприятия, уменьшающие загрязнение.

В теплообменных аппаратах, в которых циркуляционная вода используется для конденсации или охлаждения среды, в качестве профилактических мер против загрязнений рекомендуется продувка систем обратного водоснабжения, рекарбонизация циркуляционной воды дымовыми газами, обработка циркуляционной воды кислотой, фосфатирование, катионирование и известкование.

Для предохранения конденсаторов от органических загрязнений применяют хлорирование охлаждающей воды путем обработки ее хлорной известью. Режим хлорирования и дозировку хлора устанавливают опытным путем для каждого отдельного случая на основе определе-

Способы периодической очистки труб теплообменных аппаратов

Метод очистки	Характер загрязнений	Способ очистки
Механический	Мягкие осадки	Шомполами, проволочными щетками из латунной проволоки; проталкивание струей воды или сжатым воздухом резиновых шариков или пробок (ершей) под давлением 3—10 ат
	Очень твердая накипь	Шарошками, жесткими проволочными щетками; долотами с приводом от гибкого вращающегося вала с последующей промывкой водой. Комбинирование механического способа очистки с химическим
Химический	Углекислые соли известкового характера, отлагающиеся вследствие жесткости исходной воды	3—5%-ным раствором соляной кислоты с ингибитором (1—2 г на 1 л раствора)
	Слизь маслянистого, илистого или глинистого характера	3—5%-ным раствором едкого натра с добавкой керосина
	Загрязнения органического характера	Раствором хлорной извести с содержанием активного хлора 15—20 г/м ³ или газообразным хлором
Гидравлический	Мелкий песок	Промывка циркуляционной водой с повышенной скоростью или струей воды под давлением 10—12 ат
	Листва, щепы и т. п. на входящих концах труб (загрязнение трубных решеток)	Промывка потоком воды

Метод очистки	Характер загрязнений	Способ очистки
Термический	Очень твердая накипь	Прогрев трубок паром с последующим опрыскиванием холодной водой

ния способности воды поглощать хлор, характера и интенсивности отложений и температурного режима.

Расстройство развальцовки и ее устранение. Причинами расстройства развальцовки могут быть: низкое качество работ, неудовлетворительная компенсация температурных удлинений труб, недостаточная толщина и плохое анкерное крепление трубных решеток, приводящие к большим прогибам их в работе, хрупкость материала труб и коробление трубной решетки из-за большой разности температур в отдельных ее участках. Расстройство развальцовки легко обнаруживается при контроле качества обрабатываемого в аппарате материала, конденсата или газа. Улучшение компенсации и устранение прогиба трубных решеток достигаются путем изменения отдельных узлов аппарата; хрупкость труб, обусловленная наклепом, устраняется отжигом.

Разрывы труб и их предупреждение. Разрывы труб могут быть вызваны их вибрацией, коррозией, эрозией, гидравлическими ударами или чрезмерными внутренними напряжениями в материале труб.

Вибрация труб приводит к их истиранию и разрушению при неправильной установке поддерживающих перегородок, а также при наличии больших зазоров между трубами и стенками перегородок. Для устранения вибрации допускается расклинивание труб деревянными рейками.

Трубы корродируют обычно вследствие химической агрессивности среды или плохого удаления воздуха из парового пространства, особенно из нижней части, и «мертвых» углов, образуемых перегородками в паровом пространстве. Удаление из воды кислорода, устранение подсосов воздуха в систему и систематическая ее продувка могут несколько снизить вредное влияние агрессивной среды. Для устранения электрической коррозии в аппарате устанавливают дополнительные электроды.

Эрозия труб (разрушение струей пара) происходит обычно в участке поступления пара. Для защиты труб от эрозии против паровпускного отверстия устанавливают отбойный стальной лист — дефлектор (см. рис. 3-7).

Гидравлические удары могут возникать в аппаратах при неисправности регуляторов питания, наличии воздушных пробок в питательном трубопроводе и в подогревателях, резких переключениях задвижек в коммуникациях питательной системы и в случае местного парообразования при слабой циркуляции жидкости в трубах. Устранение гидравлических ударов достигается правильной эксплуатацией оборудования (особенно при пусках и изменениях режима), поддержанием в исправности регуляторов питания, регулярной продувкой системы и устранением лишних гидравлических сопротивлений при входе жидкости.

Внутренние напряжения в материале труб бывают обычно следствием неправильной термической обработки их на заводе. Глубокие продольные риски и канавки на поверхностях труб также могут служить причиной разрушения труб, особенно при работе в агрессивных средах.

Для обнаружения места расстроя развальцовки и труб с течью в пучке при ремонте аппарата производят опрессовку вынутого из корпуса пучка водой или создают в пучке разрежение и передвигают пламя свечи вдоль труб и по трубной решетке. Разрежение может быть создано путем присоединения к эжектору, вакуумному насосу или конденсатору.

Обнаруженные в процессе эксплуатации трубы с течью выключают, заглушив их медными пробками с небольшой конусностью. При наличии более 10% заглушенных труб их необходимо заменить новыми.

Причины пробивания прокладок во фланцах аппаратов и трубопроводов и пути их устранения. Причины образования неплотностей, свищей и раковин во фланцевых соединениях — неудовлетворительное качество прокладок, перекосы фланцев, неравномерная затяжка болтов и резкие колебания температуры или давления среды. Ремонт заключается в замене прокладки, устранении перекоса фланцев или ликвидации язвин на поверхности фланцев. Неглубокие повреждения уплотнительных поверхностей (до 1 мм) можно устранять проточкой поверхности фланцев.

При глубоких повреждениях уплотняющие поверхности перед проточкой наваривают.

Повреждения сварных стыков и их исправление. Основные причины повреждения сварных стыков — некачественная сварка, перекося корпуса аппарата из-за плохого качества монтажа или усадки фундамента, проседание опор трубопроводов, плохая компенсация и др. В зависимости от характера и степени повреждения и качества стыка место повреждения частично или полностью переваривают.

Течь в сальниках задвижек и компенсаторов и ее устранение. Причинами возникновения течи бывают обычно плохая набивка, низкое качество набивочного материала и износ уплотнительных поверхностей. Для устранения течи сальник подтягивают, а если это не помогает, отключают поврежденный участок. При остановке оборудования сменяют набивку сальника или износившиеся детали уплотнения.

Устранение аварий. Об авариях теплового оборудования, подведомственного инспекции Госгортехнадзора, администрация предприятия обязана немедленно уведомить местную инспекцию. По правилам Госгортехнадзора до прибытия инспектора администрация предприятия обязана сохранить обстановку, при которой произошла авария, если это не представляет опасности для жизни и здоровья персонала и не нарушает порядка работы предприятия. Каждая авария должна быть расследована согласно инструкции по расследованию и учету аварий и несчастных случаев, разработанной Главной инспекцией Госгортехнадзора. При расследовании аварии должны быть установлены: причины возникновения и развития аварии; виновник возникновения и развития аварии; правильность действия персонала; дефекты и характер повреждения оборудования. Кроме того, должны быть разработаны мероприятия для предотвращения подобных аварий. Противоаварийные мероприятия утверждает директор или главный инженер предприятия. Классификация аварий определяется в соответствии с действующей инструкцией.

14-4. ОХРАНА ТРУДА И ЕЕ ОРГАНИЗАЦИЯ

В СССР большое внимание уделяется вопросам охраны труда и технике безопасности на промышленных предприятиях. В статье 138 КЗОТ указано, например,

что ни одно предприятие не может быть открыто, пущено в ход или переведено в другое здание без санкции инспекции труда и органов санитарно-промышленного технического надзора. Советскими законодательными органами издан ряд законов и постановлений, в которых отражены вопросы охраны труда женщин и подростков, установлены нормативы продолжительности рабочего дня, обеспечения работающих спецодеждой и средствами индивидуальной защиты, установлены льготы для работников, занятых в производствах с вредными условиями труда.

Помимо общих законоположений в стране, разрабатываются специальные правила и нормы по технике безопасности и промышленной санитарии при производстве отдельных работ. К ним относятся, например, «Правила устройства и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением», «Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность» и др. Эти правила и нормы разработаны на основе действующих законодательств об устройстве и содержании промышленных предприятий, санитарных, противопожарных и строительных норм и правил (СНиП), технических условий (ТУ) и ГОСТ. Кроме того, во многих отраслях промышленности разработаны и действуют специальные правила и нормы по технике безопасности и промышленной санитарии для проектирования, строительства, монтажа и эксплуатации отдельных производств [Л.14, 20, 102].

В настоящем параграфе приведены отдельные, наиболее общие и важные положения по охране труда, которыми следует руководствоваться проектанту при разработке промышленных теплopotребляющих устройств.

Для того чтобы теплоиспользующие аппараты, работающие под давлением, не представляли опасности для обслуживающего персонала, находящегося вблизи оборудования и помещений, где аппараты установлены, должны осуществляться меры, обеспечивающие безопасность эксплуатации. В соответствии с «Правилами устройства и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением», утвержденными Госгортехнадзором СССР, теплоиспользующие установки с рабочим давлением более 0,7 ат должны быть зарегистрированы в местной инспекции Госгортехнадзора. На них должны быть заведены шнуровые книги, в которые заносятся ре-

зультаты испытания и освидетельствования аппаратов, а также изменения, которым они подвергаются.

Обслуживающий персонал обязан знать и выполнять инструкции и правила технической эксплуатации и техники безопасности и немедленно сообщать о всех замеченных им ненормальностях в работе основного и вспомогательного оборудования, а также о нарушениях правил техники безопасности.

Директора, главные инженеры, главные энергетики (механики) предприятий, начальники цехов, участков, мастерских и лабораторий обязаны обеспечить: проведение организационных и технических мероприятий для создания безопасных условий труда; инструктаж и обучение персонала безопасным методам работы и контроль за выполнением правил и инструкций по технике безопасности.

На участках, где это требуется по условиям работы, следует вывешивать плакаты по технике безопасности и предупредительные надписи: «Не включать, работают люди», «Взрывоопасно», «Осторожно, высокое напряжение», «Без противозаза не входить» и т. п.

Ответственность за несчастные случаи и профессиональные отравления на производстве несут лица административно-технического персонала, не обеспечившие соблюдения правил техники безопасности и промышленной санитарии и не принявшие мер для предотвращения несчастных случаев и случаев профессионального отравления. Каждый несчастный случай должен быть тщательно расследован, причем должны быть установлены причины его возникновения и приняты меры по предотвращению подобных случаев в дальнейшем.

Для оказания первой помощи при несчастном случае на участке, в цехе, на ремонтной или монтажной площадке должна быть аптечка с набором медикаментов и перевязочных средств.

На предприятиях и на крупных ремонтных и монтажных участках организуются постоянные или временные медицинские пункты.

Правила безопасности при эксплуатации. Все работники цеха должны быть ознакомлены с характером опасности данного цеха, знать инструкции по рабочему месту и по технике безопасности и строго их соблюдать. Инструктаж проводится не реже 1 раза в 3 месяца, а его результаты регистрируются.

Необходимо поддерживать в цехе чистоту, свободу проходов и исправность средств защиты. Кроме того, в наличии всегда должны быть средства и медикаменты для оказания первой помощи. В случае работы с токсичными материалами на рабочих местах должны быть краны с водой для смывания этих материалов. На фланцевых соединениях трубопроводов с токсичными веществами ставят защитные чехлы для предохранения от попадания капель этих веществ на тело или одежду обслуживающего персонала при повреждении прокладок.

На видном месте в производственных помещениях вывешивают инструкции по обслуживанию оборудования и технике безопасности.

В цехах с вредными материалами персонал допускается к работе только в спецодежде и с необходимыми защитными средствами (рукавицами, очками, противогазами, резиновыми сапогами или галошами и т. п.)

Категорически запрещается превышать в аппаратах и трубопроводах давление и температуру, предусмотренные инструкцией по эксплуатации и паспортом на аппарат или трубопровод. Аппаратура и трубопроводы должны быть герметичны и исправны. Движущиеся механизмы должны иметь ограждения. Смазка движущихся механизмов и набивка сальников на ходу запрещаются.

Электродвигатели включают в резиновых перчатках и в резиновой обуви с резиновым ковриком под ногами. Местное освещение и переносные лампы подключают к электросети с напряжением не более 36 в.

Большое внимание необходимо уделять безопасности хранения химических веществ. Для обеспечения безопасности при организации их хранения надлежит строго руководствоваться правилами совместного хранения опасных и ядовитых веществ, которые обладают способностью к воспламенению и загоранию от искры, открытого огня, действия воды и других причин. К таким веществам относятся: взрывчатые; способные к образованию взрывчатых смесей; самовозгорающиеся и самовоспламеняющиеся; легковоспламеняющиеся, отравляющие и ядовитые вещества, а также сжатые и сжиженные газы [Л.14].

В связи с токсичностью и взрывоопасностью аммиака особенно велика роль техники безопасности на водоаммиачных холодильных абсорбционных установках. По токсичности аммиак близок к хлору, но отличается более

сильными воспалительными и омертвляющими действиями. Предельная санитарная норма аммиака в производственных помещениях не должна превышать 0,07 мг/л. Взрывоопасные концентрации аммиака — от 16 до 28,8%. Разработаны специальные «Правила техники безопасности на аммиачных холодильных установках компрессионной и абсорбционной систем», утвержденные Госгортехнадзором, которые должны неукоснительно выполняться при обращении с аммиаком.

Правила безопасности при ремонтных работах. Ремонтные работы внутри сосудов и аппаратов производятся только по письменному разрешению начальника цеха или смены, выдаваемому лицу, ответственному за производство ремонта.

В разрешении указываются готовность оборудования к ремонту и меры безопасности при производстве ремонта.

Перед началом ремонта лицо, ответственное за его производство, знакомится с объемом, содержанием и условиями производства работ, обращая особое внимание на готовность аппаратов к ремонту (тщательность очистки и промывки, отключение электрического напряжения и проводов, заглушение от действующих коммуникаций).

Установка и удаление заглушек производятся с особой тщательностью. Неправильный подбор материала для изготовления заглушек, неточный расчет их толщины или небрежная их установка могут привести к авариям, взрывам, пожарам и несчастным случаям. Конструкция, размеры и материалы фланцевых заглушек для трубопроводов пара и горячей воды регламентированы ГОСТ 6973-59. Места установки заглушек записывают в специальный журнал по соответствующей форме [Л.14]. Все работы по установке и удалению заглушек производятся под руководством и наблюдением начальника цеха или его заместителя.

Особенно тщательно должен быть подготовлен ремонт реакционных аппаратов с ядовитыми, горючими и взрывоопасными жидкостями и газами. Все складки и щели на поверхности аппарата (особенно футерованного) просматривают, очищают и нейтрализуют остатки вредной среды.

Работы по ремонту теплоиспользующих аппаратов начинают только после их остывания или искусственного охлаждения до температуры не выше 30° С. Ремонтные

работы внутри аппарата с применением открытого огня (паяльные, сварочные и им подобные) производят только по письменному разрешению главного инженера или пожарной охраны предприятия.

Ремонтные работы внутри аппаратов производятся бригадой в составе двух или более человек, один из которых участвует в работах в качестве наблюдателя и находится вне аппарата со всем необходимым для оказания помощи работающему. Рабочие со слабым здоровьем к работе внутри аппаратов для химически вредных веществ не допускаются.

Ремонтные рабочие должны получать инструктаж по специфике ремонтных работ и по мерам безопасности; они обеспечиваются спецодеждой и обувью, а также защитными приспособлениями (очками, шлемами, противогазами — фильтрующими или с активной подачей воздуха, предохранительным поясом с лямками и веревкой и т. п.).

При работе на высоте более 3 м и при невозможности соорудить леса рабочий обязан надеть предохранительный пояс с веревкой, надежно привязанной к опоре. Инструмент, крепежный материал и другие мелкие предметы должны переноситься и храниться на высоте в специальных ящиках или сумках.

Во время ремонтных работ должны соблюдаться меры предосторожности при подъеме и опускании тяжелых деталей и предметов.

Запрещается нагромождение деталей и посторонних предметов у места работ или в самом аппарате.

Пробивка отверстий в перекрытиях, крепление на них такелажных устройств и нагружение перекрытий деталями и предметами для ремонта разрешаются только по указанию технического персонала по строительству.

При производстве работ внутри аппаратов разрешается пользоваться электроосвещением и электроинструментами с напряжением до 12 в, при этом пользуются резиновыми перчатками и резиновыми ковриками. Запрещается работать электроинструментом, если: корпус инструмента находится под напряжением; неисправен или оголен шнур; не имеется заземляющего провода.

Запрещается становиться на ограждения, трубопроводы, кожухи муфт, подшипники, а также на конструкции и перекрытия, не имеющие специальных ограждений и не предназначенные для прохода по ним. Воспрещает-

ся перемещаться по мокрым, обледенелым или скользким переходам и конструкциям.

Для затяжки болтов нельзя применять ключи, зев которых больше размеров болта или гайки.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Каковы обязанности дежурного персонала при обслуживании теплоиспользующего оборудования?
2. Перечислите необходимые условия для соблюдения эксплуатационного режима.
3. Какие квалификационные комиссии обеспечивают необходимый технический уровень знаний эксплуатационного персонала?
4. Как производятся теплотехнические испытания установок?
5. Каковы особенности эксплуатации подогревателей жидкости?
6. Каковы особенности эксплуатации испарителей и паропреобразователей?
7. Каковы особенности пуска и эксплуатации выпарных установок?
8. Каковы особенности обслуживания реакционных аппаратов?
9. Каковы особенности эксплуатации ректификационных колонн?
10. Перечислите правила пуска и эксплуатации парожеткаторных холодильных установок.
11. Перечислите правила пуска, эксплуатации и остановки абсорбционных холодильных установок.
12. Как оценивается воздушная плотность конденсаторов?
13. Каковы виды и организация ремонтов теплоиспользующих установок?
14. Каковы виды ремонтных работ при текущем, среднем и капитальном ремонтах?
15. Перечислите способы очистки поверхностей нагрева от загрязнений.
16. Как производится непрерывная очистка труб конденсаторов с помощью резиновых шариков?
17. Как обнаружить неплотности в трубчатых теплообменных аппаратах и каковы способы их устранения?
18. Перечислите основные правила техники безопасности и охраны труда при эксплуатации теплоиспользующих установок.
19. Перечислите правила техники безопасности и охраны труда при ремонте оборудования теплоиспользующих установок.

1. Аксельрод Л. С., Конструирование и расчет ситчатых ректификационных колонн, Труды ВНИИКИМАШ, вып. 1, Машгиз, 1956.
2. Альтгаузен А. П., Гутман М. Б., Малышев С. А., Свенчанский А. Д., Смоленский Л. А., Низкотемпературный электронагрев, изд-во «Энергия», 1968.
3. Альтгаузен А. П., Смелянский М. Я., Шевцова М. С., Электротермическое оборудование, Справочник, изд-во «Энергия», 1967.
4. Александров И. А., Реакционные и абсорбционные аппараты, изд-во «Химия», 1965.
5. Андреев М. М., Берман С. С., Буглаев В. Т., Костров Х. Н., Теплообменная аппаратура энергетических установок, Машгиз, 1963.
6. Андреев Н. Х., Малахов А. И., Фуфаев Л. С., Новые материалы в технике, изд-во «Высшая школа», 1968.
7. Антикайн П. А., Аронович М. С., Бакластов А. М., Рекуперативные теплообменные аппараты, Госэнергоиздат, 1962.
8. Арис Р., Анализ процессов в химических реакторах, изд-во «Химия», 1967.
9. Аронов И. З., Контактные газовые экономайзеры, изд-во, «Техника», Киев, 1964.
10. Бадылькес И. С., Данилов Р. Л., Абсорбционные холодильные машины, Пищепромиздат, 1966.
11. Берман С. С., Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок, Машгиз, 1959.
12. Бродянский В. М., Термодинамический анализ низкотемпературных процессов, изд. МЭИ, 1966.
13. Вейлас С., Химическая кинетика и расчеты промышленных реакторов, изд-во «Химия», 1967.
14. Гайдай С. Г., Кац М. И., Охрана труда на химическом предприятии, Профиздат, 1966.
15. Гельперин Н. И., Выпарные аппараты, Госхимиздат, 1947.
16. Гельперин Н. И., Дистилляция и ректификация, Госхимиздат, 1947.
17. Герасимов С. Г., Теоретические основы автоматического регулирования тепловых процессов, изд-во «Высшая школа», 1967.
18. Григорьев В. А., Колач Т. А., Соколовский В. С., Темкин Р. М., Краткий справочник по теплообменным аппаратам, Госэнергоиздат, 1962.
19. Динамические характеристики промышленных объектов регулирования, Труды конференции общества приборостроителей в Кембридже, 1956 г., Изд-во иностранной литературы, 1960.
20. Долин П. А., Справочник по технике безопасности, Госэнергоиздат, 1960.
21. Домашнев А. Д., Конструирование и расчет химических аппаратов, Машгиз, 1961.
22. Дробиз А. М., К вопросу об автоматическом анализе состава многокомпонентных сред, в сб. «Автоматизация химических производств», вып. 4, ОКБА, 1959, стр. 14.
23. Егоров Н. Н., Охлаждение газа в скрубберах, Госэнергоиздат, 1954.
24. Евстафьев А. Г., Ретификационные установки, Машгиз, 1963.
25. Жаворонков Н. М., Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах, изд-во «Советская наука», 1944.
26. Жаворонков Н. М., Аэров М. Э., Бобков С. И., Умник Н. Н., ЖХП, № 3, стр. 68, 1949.
27. Займовский А. С., Калашников В. В., Головин И. С., Тепловыделяющие элементы атомных реакторов, Атомиздат, 1966.
28. Закалова М. С., Конспект по курсу холодильные установки, изд. МЭИ, 1954.
29. Захарова З. Л., Рачинский А. С., Кузьмин П. А., Газовые контактные подогреватели и их применение в народном хозяйстве, изд-во «Недра», 1966.
30. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С., Теплопередача, изд-во «Энергия», 1965.
31. Капторович З. Б., Основы расчета химических машин и аппаратов, Машгиз, 1960.
32. Касаткин Г. А., Основные процессы и аппараты химической технологии, Госхимиздат, 1961.
33. Каталог, Кожухотрубчатые теплообменники, НИИХИМАШ, 1959.
34. Каталоги-справочники, Кожухотрубчатые теплообменные аппараты, Колонные аппараты, Выпарные аппараты, Сушильные аппараты, Центхимнефтемаш, 1966.
35. Кафаров В. В., Методы кибернетики в химии и химической технологии, изд-во «Химия», 1968.
36. Кафаров В. В., Основы массопередачи, изд-во «Высшая школа», 1962.
37. Кэйс В. М., Лондон А. Л., Компактные теплообменники, изд-во «Энергия», 1967.
38. Кирсанов И. Н., Конденсационные установки, изд-во «Энергия», 1965.
39. Кичигин М. А., Костенко Г. Н., Теплообменные аппараты и выпарные установки, Госэнергоиздат, 1955.
40. Клименко А. П., Каневец Г. Е., Расчет теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах, изд-во «Энергия», 1966.
41. Клинов Н. Я., Коррозия химической аппаратуры и коррозионностойкие материалы, изд-во «Машиностроение», 1967.
42. Колач Т. А., Радун Д. В., Выпарные станции, Машгиз, 1963.
43. Коган Я. Б., Электронные моделирующие установки и их применение для исследования систем автоматического регулирования, Физматгиз, 1959.

44. Колонные аппараты из стали и чугуна, Отраслевые нормалы, НИИХИММАШ, 1964.
45. Корсаков-Богатков С. М., Химические реакторы как объекты математического моделирования, изд-во «Химия», 1967.
46. Крамерс Х., Вестертерп К., Химические реакторы, расчет и управление ими, изд-во «Химия», 1967.
47. Круглый С. М., Производство хлора, каустической соды и водорода, изд-во «Высшая школа», 1967.
48. Кутагеладзе С. С., Борншанский В. М., Справочник по теплопередаче, Госэнергоиздат, 1959.
49. Лебедев П. Д., Расчет и проектирование сушильных установок, Госэнергоиздат, 1963.
50. Лебедев П. Д., Теплообменные, сушильные и холодильные установки, изд-во «Энергия», 1966.
51. Лебедев П. Д., Щукин А. А., Фабрично-заводская теплотехника, Госэнергоиздат, 1948.
- 52. Левин Б. И., Шубин Е. П., Теплообменные аппараты систем теплоснабжения, изд-во «Энергия», 1965.
53. Левин Л., Методы решения технических задач с использованием аналоговых вычислительных машин, изд-во «Мир», 1966.
54. Ломакин И. Л., Радун Д. В., Левачев А. Г., Балашов Л. Н., Автоматизация хлорных производств, изд-во «Химия», 1967.
55. Любимов Б. В., Специальные защитные покрытия в машиностроении, изд-во «Машиностроение», 1965.
56. Лыков М. В., Леончик Б. И., Распылительные сушилки, изд-во «Машиностроение», 1966.
57. Математические модели технологических процессов и разработка систем автоматического регулирования с переменной структурой, Сборник научных трудов Гинцветмета, № 21, изд-во «Металлургия», 1964.
58. Миндин Г. Р., Электронагревательные трубчатые элементы, изд-во «Энергия», 1965.
59. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.
60. Налимов В. В., Статистические методы описания химических и металлургических процессов, Металлургия, 1963.
61. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А., Процессы и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, изд-во «Химия», 1964.
62. Перцев П. Л., Коробчанский О. А., Коваленко Л. М., Теплообменная аппаратура для химических производств, ЖХМ, 1967, № 10.
63. Петровский Ю. В., Фастовский В. Г., Современные эффективные теплообменники, Госэнергоиздат, 1962.
64. Плановский А. Н., Николаев Л. И., Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии, Гостоптехиздат, 1960.
- 65. Плановский А. Н., Рамм В. М., Каган С. З., Процессы и аппараты химической технологии, изд-во «Химия», 1967.
66. Повилейко Р. П., Левинский Л. В., Техническая эстетика, изд-во «Знание», 1966.
67. Попов Р. Б., Автоматизация анализов многокомпонентных растворов, в сб. «Автоматизация химических производств», вып. 1/2, ОКБА, 1960.

68. Попов Р. Б., Метод автоматического контроля концентрации многокомпонентных растворов, в сб. «Теплоэнергетические и химикотехнологические приборы и регуляторы», вып. 4, Машгиз, 1959, стр. 153.
69. Поршнев И. Н., Автоматические конденсатоотводчики, Госэнергоиздат, 1957.
70. Прейскурнт № 23-03 на оборудование химическое, ч. 2, Госплан, 1960.
71. Рамм В. М., Теплообменные аппараты, Госхимиздат, 1948.
72. Рамм В. М., Абсорбция газов, изд-во «Химия», 1966.
73. Рачинский А. В., Лекция по курсу теплообменные установки, тепловой расчет скрубберов, ВЗЭИ, 1960.
74. Розенфельд Л. М., Ткачев Л. Г., Холодильные машины и аппараты, Госторгиздат, 1960.
75. Руководящие указания по расчету сосудов на прочность (РТМ), Изд-во Госкомитета стандартов, мер и измерительных приборов СССР, 1964.
76. Ряполов А. С., Изготовление и монтаж аппаратуры из нержавеющей стали, Гостройиздат, 1958.
77. Свенчанский А. Д., Малышев С. А., Низкотемпературные нагревательные элементы, изд. МЭИ, 1964.
78. Серов Е. П., Корольков Б. П., Динамика процессов в тепло- и массообменных аппаратах, изд-во «Энергия», 1967.
79. Слухоцкий А. Е., Рыскин С. Е., Индукторы для индукционного нагрева машиностроительных деталей, Машгиз, 1954.
80. Соколов Е. Я., Тепловые характеристики теплообменных аппаратов, «Теплоэнергетика», 1958, № 5.
81. Соколов Е. Я., Бродянский В. М., Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения, изд-во «Энергия», 1968.
82. СССР, РТМ-42-62. Сосуды и аппараты, Нормы и методы расчета на прочность узлов и деталей, вып. 1, Изд-во Госкомитета стандартов, мер и измерительных приборов СССР, 1964.
83. Стабников В. Н., Ректификационные аппараты, изд-во «Машиностроение», 1965.
84. Таубман Е. И., Расчет переходных режимов в многоступенчатых выпарных установках и испарителях, Материалы II Всесоюзного совещания по тепло- и массообмену, Минск, 1964.
85. Таубман Е. И., Известия вузов, Энергетика, 1964, № 5.
86. Типаж ректификационных колонн для нефтеперерабатывающей промышленности, Гипронефтемаш, ЦБТИ, 1962.
87. Топтуненко Е. Т., Основы конструирования и расчета химической аппаратуры, изд. Харьковского университета, Харьков, 1968.
88. Удыма П. Г., Аппараты с погружными горелками, изд-во «Машиностроение», 1965.
89. Удыма П. Г., Реакционные аппараты анилинокрашенной промышленности, Машгиз, 1959.
90. Факторович Л. М., Теплоизоляционные работы и конструкции, Гостоптехиздат, 1957.
91. Хижняков С. В., Практические расчеты тепловой изоляции, Госэнергоиздат, 1959.
92. ЦБНТИ, Опреснение соленых вод, Сборник статей, Москва, 1966.
93. Ценник на монтаж оборудования, № 17, Оборудование предприятий промышленности, Гострой, 1960.
94. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, Нормы расчета элементов паро-

вых котлов на прочность, Руководящие указания, вып. 11, Ленинград, 1965.

95. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, Расчет трубных досок теплообменных аппаратов на прочность, Руководящие указания, вып. 12, Ленинград, 1965.

96. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, Чистка конденсаторных трубок по способу фирмы МАН, Информационные материалы, Ленинград, 1967.

97. Черныбыльский И. Н., Выпарные установки, изд. Киевского университета, 1960.

98. Черныбыльский И. И., Бондарь А. Г., Гаевский Б. А., Городинская С. А., Ладиев Р. Я., Тананайко Ю. М., Миргородский В. Т., Машины и аппараты химических производств, Машгиз, 1962.

99. Черняк Я. С., Боченов Е. И., Ремонт оборудования нефтеперерабатывающих заводов, Гостехиздат, 1960.

100. Чечеткин А. В., Высокотемпературные теплоносители, Госэнергоиздат, 1962.

101. Чупахин Н. М., Монтаж, эксплуатация и ремонт холодильных установок, Пищепромиздат, 1968.

102. Шахов В. П., Техника безопасности при работе с радиоактивными веществами, Машгиз, 1962.

103. Шумелишский М. Г., Эжекторные холодильные машины, Госторгиздат, 1961.

104. Шумелишский М. Г., «Холодильная техника», 1958, № 2.

105. Шумелишский М. Г., Крылов К. С., «Холодильная техника», 1954, № 3.

106. Юренев В. Н. (ред.), Справочник энергетика промышленных предприятий, изд-во «Энергия», 1965.

107. Messing T., Über den Energieverbrauch von Dampfstrahlkälteanlagen, Kälttechnik, H. 12, 1954.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
О новых государственных стандартах на единицы измерений	4
Раздел первый	
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ УСТАНОВОК	
Введение	5
Глава первая. Конструирование теплообменных аппаратов	7
1-1. Общие принципы конструирования теплообменных аппаратов	7
1-2. Факторы, определяющие конструкцию, вес и размеры теплообменного аппарата	9
1-3. Определение оптимального числа аппаратов	11
1-4. Время оптимального пробега аппаратов непрерывного действия	13
1-5. Назначение, классификация и устройство теплообменных аппаратов	14
Теплоносители	14
Теплообменники с рубашечным обогревом	16
Трубчатые теплообменники	18
Теплообменники с ребристой поверхностью	23
Пластинчатые теплообменники	25
1-6. Сравнительная характеристика рекуперативных теплообменников	29
1-7. Показатели качества оборудования	34
Технический уровень	34
Показатели долговечности и надежности	34
Эргономика и техническая эстетика	35
Пути интенсификации теплообмена в аппаратах	36
1-8. Определение затрат на изготовление и монтаж теплообменных аппаратов	37
Цена теплообменных аппаратов	37
Цена монтажа теплообменных аппаратов	41
1-9. Экономическая оценка эксплуатационных показателей теплообменных аппаратов	42
1-10. Экспериментальный метод оценки теплообменников	50
1-11. Последовательность и рекомендации при проектировании теплообменных аппаратов	52
Вопросы для самоконтроля	72

	Стр.
Глава вторая. Теплообменные аппараты с электрическим обогревом	74
2-1. Способы электронагрева	75
2-2. Электрические нагреватели сопротивления	76
2-3. Расчет электронагревателей сопротивления	79
2-4. Выбор трубчатых электрических нагревателей (ТЭН) для технологических установок	88
2-5. Индукционные нагреватели	94
Вопросы для самоконтроля	97
Глава третья. Проектирование выпарных установок	97
3-1. Классификация и выбор схемы выпарной установки	98
3-2. Типовые конструкции аппаратов выпарных установок	108
Выбор типа выпарного аппарата	108
3-3. Тепловой расчет многоступенчатой прямоточной выпарной установки	114
Определение количества выпаренной влаги по ступеням выпарной установки	114
Приближенное определение температур раствора, вторичного пара и температурных депрессий по ступеням установки	119
Определение количества экстра-пара	124
Определение количества выпаренной воды, поверхности нагрева по ступеням и расхода пара на установку	127
3-4. Выпарные установки с тепловыми насосами	129
3-5. Конструкции элементов выпарных аппаратов	132
3-6. Пример расчета трехступенчатой выпарной установки	144
3-7. Выпарные установки с погружными горелками	150
Назначение и принцип работы выпарной установки	150
Технологическая схема	151
Выпарной аппарат с погружными горелками	153
Последовательность расчета выпарных аппаратов с погружными горелками	154
Вопросы для самоконтроля	160
Глава четвертая. Смесительные теплообменные аппараты	161
4-1. Конструкции смесительных теплообменников	161
4-2. Тепло- и массообмен в смесительных теплообменниках	170
4-3. Тепловой баланс в смесительных теплообменниках	171
4-4. Тепловой расчет насадочных и полых смесительных теплообменников	175
4-5. Гидравлический режим и сопротивление смесительных теплообменников с насадкой	180
4-6. Распыление жидкости в полых смесительных теплообменниках	183
4-7. Расчет каскадного смесительного теплообменника	188
4-8. О струйных смесительных теплообменниках	191
4-9. Последовательность проектирования смесительных теплообменников	192
4-10. Пример теплового расчета насадочного скруббера	196
Вопросы для самоконтроля	199

	Стр.
Глава пятая. Проектирование ректификационных установок	200
5-1. Общие сведения	200
5-2. Диаграмма равновесия. Материальный баланс ректификационной колонны	201
5-3. Построение рабочих линий для расчета ректификационной колонны	207
5-4. Графический метод определения числа теоретических тарелок в ректификационной колонне	210
5-5. Тепловой баланс ректификационной колонны	213
5-6. Схемы ректификационных установок	214
5-7. Конструкции ректификационных колонн	226
5-8. Гидродинамика и гидравлическое сопротивление барботажных колонн	229
5-9. Определение размеров ректификационных колонн	232
Число единиц переноса	232
Число тарелок	238
Конструктивные элементы ректификационной колонны	239
5-10. Сравнение конструкций ректификационных колонн	244
5-11. Пути экономии тепла в ректификационных установках	244
5-12. Последовательность проектирования барботажной ректификационной колонны	246
Вопросы для самоконтроля	253
Глава шестая. Проектирование холодильных установок	
6-1. Общие сведения	254
6-2. Схемы парожеткторных холодильных установок	256
6-3. Испарители	262
6-4. Главные и вспомогательные эжекторы	266
6-5. Конденсаторы	272
6-6. Последовательность проектирования парожеткторной холодильной установки	276
6-7. Абсорбционные холодильные установки. Принцип действия и классификация	279
6-8. Процессы абсорбционной холодильной установки на i — ξ -диаграмме	283
6-9. Рабочие схемы и методика расчета абсорбционной холодильной установки	288
6-10. Аппараты абсорбционных холодильных установок	292
Конденсаторы	292
Испарители	294
Абсорберы	296
Генераторы	300
Теплообменники и переохладители	303
6-11. Пример расчета абсорбционной холодильной установки	306
Вопросы для самоконтроля	308
Глава седьмая. Динамика процессов тепло- и массообмена	309
7-1. Динамические характеристики рекуперативного теплообменника «труба в трубе»	310
7-2. Динамические характеристики выпарных аппаратов	317

	Стр.
7-3. Динамические характеристики ректификационных колонн	327
Вопросы для самоконтроля	331
Глава восьмая. Вспомогательное оборудование теплоиспользующих установок	331
8-1. Конденсаторы	331
8-2. Вспомогательные теплообменники	334
8-3. Насосы для перекачивания жидкостей	335
8-4. Конденсатоотводчики	339
8-5. Брызгоотделители	346
8-6. Устройства для разделения неоднородных жидких систем	349
8-7. Конденсатные баки и промежуточные емкости	353
8-8. Расширительные бачки-сепараторы	355
8-9. Устройства для очистки пара	356
8-10. Устройства для очистки конденсата	360
8-11. Трубопроводы теплоиспользующих установок	362
8-12. Специальные приборы для контроля технологических процессов	367
Вопросы для самоконтроля	370
Раздел второй	
ИЗГОТОВЛЕНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ	
ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК	
Глава девятая. Конструкционные материалы и их выбор	371
9-1. Требования к конструкционным материалам	371
9-2. Чугуны	373
9-3. Стали	376
Углеродистые стали	376
Легированные стали	378
9-4. Цветные металлы	381
9-5. Сплавы на медной основе	383
9-6. Влияние низких температур и облучения в реакторах на механические свойства металлов	384
9-7. Коррозия металлов в химической аппаратуре	385
Влияние среды на коррозию	385
Защита металлов от коррозии	387
9-8. Неметаллические материалы	390
Силикатные материалы	391
Углеродистые материалы	393
Пластические массы	394
Каучуковые материалы	400
9-9. Металлопласт	400
Вопросы для самоконтроля	401
Глава десятая. Конструкция и технология изготовления теплообменных аппаратов в зависимости от применяемых материалов	402
10-1. Конструирование литой аппаратуры	403
10-2. Конструирование сварных элементов аппаратов	406
10-3. Влияние способов обработки заготовок	408
10-4. Влияние свойств материалов	411
Аппараты из сталей аустенитного класса	411
Аппараты из меди	412

	Стр.
Аппараты из сплавов алюминия	414
Особенности конструирования эмалированных аппаратов	414
Конструирование деталей из прессматериалов	415
Вопросы для самоконтроля	416
Глава одиннадцатая. Расчет элементов теплообменных аппаратов на прочность	417
11-1. Выбор метода расчета и коэффициента запаса прочности	417
11-2. Расчет цилиндрических сосудов на прочность	421
11-3. Расчет на прочность крышек и днищ	427
11-4. Расчет фланцевых соединений	431
11-5. Проверка напряжений в трубах и в корпусе аппарата жесткой конструкции	438
11-6. Расчет толщины трубной решетки	441
11-7. Расчет опор на прочность	447
Вопросы для самоконтроля	449
Глава двенадцатая. Изготовление теплообменных аппаратов	449
12-1. Общие положения	449
12-2. Чугунные теплообменники	451
12-3. Стальные теплообменники	452
Разработка технологического процесса	452
Заготовки деталей	453
Изготовление цилиндрического кожуха теплообменного аппарата	453
Контроль качества сварных соединений теплообменных аппаратов	464
Изготовление днищ и крышек	465
Линзовые компенсаторы	471
Фланцы	471
Термическая обработка	473
Изготовление и сборка трубчатки	473
Изготовление теплообменников для сверхвысоких давлений	479
12-4. Углеродистые теплообменники	482
12-5. Уплотнение резьбовых, фланцевых и сальниковых соединений	485
Вопросы для самоконтроля	490
Глава тринадцатая. Монтаж, испытание и приемка в эксплуатацию теплоиспользующих установок	490
13-1. Сборка теплообменников	490
13-2. Монтаж теплообменной аппаратуры	496
Организация монтажно-сборочных работ	496
Монтаж теплообменников	498
Монтаж арматуры и трубопроводов в пределах теплоиспользующей установки	500
13-3. Испытание сосудов на прочность и плотность	502
13-4. Тепловая изоляция теплоиспользующих установок	508
Значение тепловой изоляции	508
Свойства теплоизоляционных материалов	508
Монтаж теплоизоляционных конструкций	513

	Стр.
13-5. Регистрация и освидетельствование аппаратов и сосудов	515
Приемка в эксплуатацию теплоиспользующих установок	515
Вопросы для самоконтроля	518
Глава четырнадцатая. Эксплуатация, ремонт и охрана труда при обслуживании теплоиспользующих установок . .	518
14-1. Эксплуатация теплоиспользующих установок	518
Обязанности дежурного персонала	519
Соблюдение эксплуатационного режима	520
Теплотехнические испытания установок	522
14-2. Особенности эксплуатации некоторых теплоиспользующих установок	524
Установки для подогрева жидкостей	524
Испарители и паропреобразователи	525
Выпарные установки	528
Ректификационные колонны	532
Пароэжекторные холодильные установки	534
Абсорбционные холодильные установки	535
Конденсаторы	537
14-3. Ремонт теплоиспользующих установок	539
Виды и организация ремонтов	539
Некоторые ремонтные работы. Устранение неполадок и аварий	542
14-4. Охрана труда и ее организация	551
Вопросы для самоконтроля	557
Л и т е р а т у р а	558